



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS DOCTORAL

**PARAMETRIZACIÓN DEL GÁLIBO DE
MATERIAL FERROVIARIO**

Autor:

Julio Álvarez Rodríguez

Directores:

Dr. Vicente Díaz López

Dra. Beatriz López Boada

Leganés, 2006

TESIS DOCTORAL

**PARAMETRIZACIÓN DEL GÁLIBO DE MATERIAL
FERROVIARIO**

Autor: Julio Álvarez Rodríguez

Director/es: Dr. Vicente Díaz López

Dra. Beatriz López Boada

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, de de

Resumen

La experiencia adquirida a lo largo de más de 92 años, es decir, desde el 1 de enero de 1914, fecha en que las redes ferroviarias europeas deciden implantar un gálibo común, el denominado “Passe Partout International” ó PPI, ha confirmado el importante papel que su unificación desempeña de cara a la interoperabilidad del sistema ferroviario en Europa. Sin embargo, las sucesivas revisiones de los gálivos, que comienzan a publicarse el 1 de enero de 1956, fecha en que la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC) publica la primera ficha UIC-505, hasta la última edición de fecha 1 de marzo de 1997, y pendientes todavía de nuevas actualizaciones, confirman que todavía no hay un conocimiento preciso de la influencia que los distintos parámetros constructivos de un vehículo ferroviario poseen en la determinación de la envolvente de sus dimensiones máximas cuando se desplazan por las vías.

La presente tesis analiza el modelo de cálculo del gálibo ferroviario según criterios de la UIC. Los resultados obtenidos demuestran que este modelo no tiene en cuenta el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario y, por tanto, proporciona valores de gálibo alejados de los reales. Estos resultados están confirmados por la experiencia, observándose roces en muchos tramos de las redes ferroviarias producidos por los vehículos en su movimiento, incluso superando los márgenes de seguridad que establece la UIC. Por ello, en este trabajo de investigación se determina un nuevo modelo de gálibo, el que se ha denominado gálibo dinámico en el cual se tienen en cuenta los diversos parámetros independientes en el complejo fenómeno físico en juego, haciendo intervenir las fuerzas de interacción producidas en el contacto rueda-carril, para lo cual el vehículo ferroviario modelizado debe ser considerado como un sistema mecánico formado por ejes calados, estructuras intermedias y cajas conectadas entre si por muelles y amortiguadores. Igualmente se establecen las ecuaciones de movimiento que definen la respuesta dinámica resolviéndose éstas mediante el programa informático Adams Rail.

Por otra parte, se ha realizado un análisis de sensibilidad del vehículo en relación al gálibo al introducir modificaciones en el sistema de suspensiones primaria y secundaria de los bogies. Se evidencia repercusiones no sólo en el gálibo, sino también, en la calidad de marcha. A su vez, se profundiza en el análisis de su incidencia en el gálibo concluyéndose

que los elementos de la suspensión sobre los que se debe actuar, son los resortes de las suspensiones primaria y secundaria y, además, que los parámetros que tienen mayor incidencia son: la rigidez vertical en el resorte de la suspensión primaria y la transversal en el resorte de la suspensión secundaria.

Abstract

The experience acquired along 92 years, that is, from 1 of January of 1914, date in which the european railway networks decided to adopt the same loading gauge, the known “Passe Partout International” or PPI, has confirmed that its unification plays an important role to ensure interoperability of the railway network in Europe. However, the continuous revisions of loading gauges that were first published the 1 of January of 1956, date in which the International Union of Railway (UIC) published the first sheet UIC-505, until the last edition the 1 of March of 1997, pending of new updates, confirm that there is still no clear agreement of the procedure to obtain the envelope of the maximum dimensions that vehicles can have when they travel along the rails.

The present thesis analyses the loading gauge model according to UIC criteria. The results obtained prove that this model does not take in account the dynamic behaviour of the railway vehicle and, therefore, provides loading gauge values far away from the real ones. These results are endorsed by the experience, due to the fact that several tracks of the railway network have wearied out produced by the movement of the vehicles, surpassing the security margin established by the UIC. Therefore, in this investigation it is determined a new loading gauge, that has been defined as dynamic loading gauge, in which it is taken into account the different independent parameters of the complex physic phenomenon by considering the interaction force in the wheel-rail contact, by modelling the railway vehicle as a mechanic system composed of pressed on of wheels, intermediate structures and boxes connected by springs and dampers. It is also established the movement equations that define the dynamic response solving the equations by means of a software called Adams Rail.

In the other hand, it has been carried out an analysis of sensibility to analyze the vehicle behaviour related to the loading gauge and its comfort conditions for the passengers when introducing modifications of the primary and secondary suspension system of the bogie. It

is evident its influence, not only in the loading gauge but also in the travel comfort conditions. It is analyzed in depth its incidence in relation to the loading gauge, concluding that action over the suspension elements should be the springs of the primary and secondary suspension and that the most influent parameters are: the vertical stiffness of the primary suspension spring and the transversal stiffness of the secondary suspension spring.

Agradecimientos

A mis directores de tesis, Profesor Dr. Vicente Díaz López y Profesora Dra. Beatriz López Boada, por compartir conmigo su interés y sus valiosos conocimientos, por la formación que me proporcionaron, por su orientación siempre impecable, por su apoyo técnico y anímico en todo momento, y especialmente por su calidad humana y pedagógica.

En la universidad Carlos III de Madrid (UC3M), no puedo olvidar el apoyo de los compañeros del Área de Ingeniería Mecánica, y especialmente de Higinio Rubio, Antonio Gauchía y María Jesús L. Boada. Gracias por la ayuda y el trato personal y amable.

En las Escuelas de Ingeniería Técnica Industrial de Vigo y de Ingeniería Técnica Superior de Bilbao, donde me formé como Ingeniero Técnico e Ingeniero Industrial respectivamente y en donde me incentivaron a seguir este paso en mi vida. Quiero agradecer en especial la ayuda y enseñanzas de los profesores Xaime Isla, Armando Priegue, Enrique Belda y José Apraiz.

A mis compañeros de RENFE, ahora RENFE Operadora y ADIF, en especial para aquellos que nos han dejado como Pedro Burgos y Manuel Losada, con el convencimiento de que los grandes esfuerzos realizados por todos, han servido sin duda para convertir en aquel sueño, en que el ferrocarril vuelva a ocupar un papel preponderante en la sociedad y se convierta nuevamente en un elemento básico de vertebración territorial y de movilidad de los ciudadanos, en una realidad.

A mis amigos de Galicia, en particular a Alfonso y Manuel, por haberme confirmado que la distancia no es barrera para la amistad.

A mi familia porque lo sois todo. Por el cariño y el amor que me habéis dado. Por tantas horas que no he podido compartir con vosotros debido a la dedicación que me ha exigido este trabajo de investigación.

A mis hijos, Santiago, Cristina y Paloma, este paso es de y para vosotros, os lo dedico desde el fondo del corazón.

Un recuerdo muy especial para mi padre ya fallecido, ejemplar persona, padre y ferroviario. Su ejemplo ha sido siempre un referente en mi vida.

A mi madre que como ves tus esfuerzos han merecido la pena ya que siempre has estado a mi lado.

A mi hermano Sergio, te doy las gracias por los consejos que me das y espero que también aceptes los míos.

A toda la familia sin excepción, y en especial a mis primos Antonio, Cristina y Benjamín, gracias por todo, os quiero y os recordaré siempre.

Por último, a ti Alicia, por las maravillosas hijas que me has dado y por animarme cada día desde que nos conocemos. Por tu optimismo, cariño y amor. Porque sobre ti recayeron mis peores momentos y por los sacrificios que pasaste por mí. Por tu ayuda tan importante durante las diferentes etapas de la tesis. Porque eres lo mas valioso y espero devolvértelo a lo largo de nuestras vidas todo lo que me diste y todo lo que me das.

Índice

Capítulo 1. Objetivos y planteamientos de la tesis.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Estado del arte	3
1.3. Objetivos de la tesis.....	4
1.4. Estructura del documento	6
Capítulo 2. Definiciones y conceptos para la obtención del gálibo.....	9
2.1. Introducción.....	9
2.2. Definición de los gálibos ferroviarios	11
2.3. Definición de parámetros ferroviarios característicos para el cálculo del gálibo cinemático.....	12
2.3.1. Desplazamientos geométricos	12
2.3.2. Holguras laterales	14
2.3.3. Coeficiente de inscripción	16
2.3.4. Exceso o insuficiencia de peralte.....	17
2.3.5. Centro de balanceo	19
2.3.6. Disimetría	19
2.3.7. Coeficiente de souplesse y centro de balanceo.....	20
2.3.7.1. Cálculo del coeficiente de souplesse	20
2.3.7.2. Cálculo del centro de balanceo.....	24
2.3.8. Salientes.....	25
Capítulo 3. Modelo matemático de un TRD	27
3.1. Introducción.....	27
3.2. Modelos de contacto rueda-carril	28
3.2.1. Concepto de pseudo-deslizamiento	31
3.2.2. Problema normal. Teoría de Hertz	32

3.2.3.	Problema tangencial	35
3.2.3.1.	Teoría de Johnson & Vermeulen	35
3.2.3.2.	Teoría lineal de Kalker	37
3.2.3.3.	Teoría simplificada de Kalker	39
3.3.	Modelo matemático de un TRD	40
3.3.1.	Caja.....	40
3.3.2.	Bogies	41
3.3.3.	Caja de grasa.....	41
3.3.4.	Eje calado	41
3.3.5.	Suspensión primaria	43
3.3.6.	Suspensión secundaria	45
3.3.7.	Modelo de la vía	48
Capítulo 4.	Gálíbo estático	51
4.1.	Introducción.....	51
4.2.	Normas de aplicación	52
4.3.	Expresiones del desplazamiento (D)	53
4.3.1.	Desplazamientos geométricos y holguras laterales.	53
4.3.2.	Desplazamientos cuasiestáticos	54
4.3.3.	Desplazamientos totales	55
4.4.	Expresiones de los salientes	55
4.5.	Expresiones de las reducciones (E).	55
4.6.	El gálíbo estático o de construcción de material	56
4.7.	Cálculo del gálíbo estático o de construcción de material para un TRD.....	57
4.7.1.	Desplazamientos.....	57
4.7.2.	Salientes.....	62
4.7.3.	Reducciones.....	63
4.7.4.	Gálíbo estático	64
Capítulo 5.	Análisis de precargas, lineal y de estabilidad	69
5.1.	Introducción.....	69
5.2.	Análisis de precargas	70
5.3.	Análisis lineal	72

5.4.	Análisis de estabilidad	83
Capítulo 6.	Gálbo dinámico.....	87
6.1.	Introducción.....	87
6.2.	Desplazamientos.....	88
6.3.	Salientes.....	93
6.4.	Reducciones.....	93
Capítulo 7.	Estudio de sensibilidad del sistema de suspensión	99
7.1.	Introducción.....	99
7.2.	Efecto de distintas configuraciones de suspensiones	100
7.2.1.	Configuración Inicial.....	100
7.2.2.	Configuración Tren de Alta velocidad	102
7.2.3.	Configuración Intermedia en el Sistema Secundario	103
7.3.	Efecto de cada uno de los elementos de la suspensión.....	104
7.3.1.	Suspensión primaria: Amortiguación	105
7.3.1.1.	Disminución de la dureza del amortiguador longitudinal primario...	105
7.3.1.2.	Aumento dureza en amortiguador lateral primario.....	107
7.3.1.3.	Disminución dureza en amortiguador lateral primario.....	108
7.3.1.4.	Reducción dureza en amortiguador vertical primario	109
7.3.1.5.	Aumento dureza en amortiguador vertical primario.....	110
7.3.2.	Suspensión primaria: Resorte	111
7.3.2.1.	Disminución de rigidez transversal en dirección X.....	111
7.3.2.2.	Aumento de la rigidez transversal en dirección X.....	112
7.3.2.3.	Disminución de la rigidez transversal en dirección Y	113
7.3.2.4.	Aumento de la rigidez transversal en dirección Y.....	114
7.3.2.5.	Disminución de la rigidez Vertical en Z.....	115
7.3.2.6.	Aumento de la rigidez Vertical en Z en el muelle.....	116
7.3.3.	Suspensión secundaria: Amortiguación	117
7.3.3.1.	Disminución de la dureza en el amortiguador lateral.....	118
7.3.3.2.	Aumento dureza en amortiguador lateral	119
7.3.3.3.	Disminución dureza en amortiguador vertical secundario	120
7.3.3.4.	Aumento dureza en amortiguador vertical	121

7.3.4.	Suspensión Secundaria: Resortes	121
7.3.4.1.	Disminución rigidez transversal en dirección longitudinal	121
7.3.4.2.	Aumento rigidez transversal en dirección longitudinal	122
7.3.4.3.	Disminución rigidez transversal en dirección lateral	123
7.3.4.4.	Aumento rigidez transversal en dirección lateral	126
7.3.4.5.	Disminución rigidez principal en dirección Z	127
7.3.4.6.	Aumento rigidez principal en dirección Z	128
7.4.	Resumen de las simulaciones	129
Capítulo 8. Análisis de los resultados del estudio de sensibilidad		133
8.1.	Introducción	133
8.2.	Efectos en la inclinación máxima producida	134
8.2.1.	Amortiguación primaria	134
8.2.2.	Amortiguación Secundaria	135
8.2.3.	Muelle de suspensión Primaria	135
8.2.4.	Muelle de suspensión secundaria	137
8.3.	Efectos en la amplitud máxima de las oscilaciones	138
8.3.1.	Amortiguación Primaria	139
8.3.2.	Amortiguación Secundaria	140
8.3.3.	Muelle de Suspensión Primaria	141
8.3.4.	Muelle de Suspensión Secundaria	143
8.4.	Efectos en la amplitud mínima de las oscilaciones	144
8.4.1.	Amortiguadores de suspensión Primaria	145
8.4.2.	Amortiguadores de suspensión Secundaria	146
8.4.3.	Muelle de suspensión Primaria	147
8.4.4.	Muelle de suspensión Secundaria	149
8.5.	Efectos en la frecuencia de oscilación	151
8.5.1.	Amortiguadores de Suspensión Primaria	151
8.5.2.	Amortiguadores de Suspensión Secundaria	152
8.5.3.	Muelle de Suspensión Primaria	153
8.5.4.	Muelle de Suspensión Secundaria	154
8.6.	Efectos en la variabilidad de las oscilaciones	155

8.6.1.	Amortiguador de Suspensión Primaria.....	155
8.6.2.	Amortiguadores de Suspensión Secundaria	156
8.6.3.	Muelle de Suspensión Primaria	157
8.6.4.	Muelle de Suspensión Secundaria	158
8.7.	Recomendaciones en base a los resultados.....	159
Capítulo 9. Conclusiones y trabajos futuros.....		161
9.1.	Conclusiones.....	161
9.2.	Trabajos futuros.....	167

Lista de figuras

Figura 1. Gálidos de una red ferroviaria.....	10
Figura 2. Secciones más desfavorables	13
Figura 3. Juego de la vía.....	15
Figura 4. Fuerzas al circular en curva.....	17
Figura 5. Centro de balanceo y disimetría.....	19
Figura 6. Ángulo de inclinación del vehículo	20
Figura 7. Esquema simplificado del vehículo	22
Figura 8. Tren Regional Diesel	28
Figura 9. Radios de curvatura de la rueda y del carril.....	32
Figura 10. Elipse de adhesión y deslizamiento según Johnson & Vermeulen.	36
Figura 11. Modelo en ADAMS/Rail del TRD montado sobre bogies	40
Figura 12. Esquema de un Bogie.....	41
Figura 13. Eje calado modelado con el programa ADAMS/Rail.....	42
Figura 14. Perfil de rueda utilizado en las simulaciones	43

Figura 15. Bogie complete con los sistemas de suspensión	43
Figura 16. Suspensión primaria	44
Figura 17. Suspensión primaria modelada con ADAMS/Rail	44
Figura 18. Suspensión secundaria con muelle helicoidal	46
Figura 19. Suspensión secundaria con resorte neumático	46
Figura 20. Sección de la vía.....	48
Figura 21. Gálbo cinemático RENFE, vía nacional	65
Figura 22. Gálbo de construcción de material para secciones externas	67
Figura 23. Gálbo de construcción de material para secciones medias	68
Figura 24. Valores obtenidos del análisis de precarga para la suspensión primaria y secundaria	71
Figura 25. Modos de vibración 20, 21 y 22.....	77
Figura 26. Modos de vibración 23, 24 y 25.....	78
Figura 27. Modos de vibración 26, 27 y 28.....	79
Figura 28. Modos de vibración 29, 30 y 31.....	80
Figura 29. Modos de vibración 32, 33 y 34.....	81

Figura 30. Modos de vibración 35, 36 y 37.....	82
Figura 31. Coeficiente de amortiguamiento vs. Velocidad longitudinal.....	86
Figura 32. Frecuencia natural no amortiguada us. Coeficiente de amortiguamiento.....	86
Figura 33. Desplazamiento lateral de la suspensión primaria del bogie delantero.....	89
Figura 34. Desplazamiento lateral de la suspensión primaria del bogie trasero.....	90
Figura 35. Desplazamiento lateral de la suspensión secundaria del bogie delantero.....	90
Figura 36. Desplazamiento lateral de la suspensión secundaria del bogie delantero.....	91
Figura 37. Ángulo de inclinación de la caja del vehículo ferroviario, θ	92
Figura 38. Desplazamiento lateral dinámico, z	93
Figura 39. Gálbo de construcción de material para secciones externas.....	96
Figura 40. Gálbo de construcción de para secciones medias.....	97
Figura 41. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud.....	101
Figura 42. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con una suspensión de un tren de alta velocidad.....	103
Figura 43. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con una configuración intermedia en la suspensión secundaria.....	104

Figura 44. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal primario al 50 % ..	106
Figura 45. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal primario al 200 %	107
Figura 46. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador lateral primario al 200 %.....	108
Figura 47. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador lateral primario al 50 %.....	109
Figura 48. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical primario al 50 %.....	110
Figura 49. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical primario al 200 %.....	111
Figura 50. . Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal primario al 50 %.....	112
Figura 51. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal primario al 200 %.....	113
Figura 52. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal primario al 50 %.....	114
Figura 53. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal primario al 200 %.....	115
Figura 54. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical primario al 50 %	116

Figura 55. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical primario al 200 %	117
Figura 56. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal secundario al 50 %	118
Figura 57. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal secundario al 200 %	119
Figura 58. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical secundario al 50 %	120
Figura 59. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical secundario al 200 %	121
Figura 60. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 50 %	122
Figura 61. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 200 %	123
Figura 62. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 65 %	124
Figura 63. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 75 %	125
Figura 64. Comparación del comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 65 % (línea roja) y 75 % (línea azul).....	126

Figura 65. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 200 %	127
Figura 66. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 50 %	128
Figura 67. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical secundario al 200 %.....	129
Figura 68. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en amortiguadores de suspensión primaria	134
Figura 69. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en amortiguadores de suspensión secundaria.....	135
Figura 70. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión primaria	136
Figura 71. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión secundaria	137
Figura 72. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión secundaria	138
Figura 73. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en amortiguadores de suspensión primaria	139
Figura 74. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en amortiguadores de suspensión secundaria.....	140
Figura 75. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión primaria	142

Figura 76. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión primaria (Detalle)	142
Figura 77. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria.....	143
Figura 78. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria (Detalle)	144
Figura 79. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en amortiguadores de suspensión primaria	146
Figura 80. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en amortiguadores de suspensión secundaria.....	147
Figura 81. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión primaria	148
Figura 82. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión primaria (Detalle).....	149
Figura 83. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria	150
Figura 84. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria (Detalle)	151
Figura 85. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en amortiguadores de suspensión primaria	152
Figura 86. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en amortiguadores de suspensión secundaria.....	153

Figura 87. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en resortes de suspensión primaria	154
Figura 88. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en resortes de suspensión secundaria.....	155
Figura 89. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en amortiguadores de suspensión primaria.....	156
Figura 90. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en amortiguadores de suspensión secundaria	157
Figura 91. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en resortes de suspensión primaria	158
Figura 92. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en resortes de suspensión secundaria	159

Lista de Tablas

Tabla 1. Coeficientes de inscripción cuando el desplazamiento se produce en la zona interna de la curva.....	16
Tabla 2. Coeficientes de inscripción cuando el desplazamiento se produce en la zona externa de la curva.....	16
Tabla 3. Tabla de salientes.....	25
Tabla 4. Valores de m y n en función de θ	34
Tabla 5. Valores de la suspensión primaria de un TRD	45
Tabla 6. Valores de la suspensión secundaria de un TRD.....	46
Tabla 7. Desplazamientos geométricos del vehículo en las secciones más desfavorables..	57
Tabla 8. Holguras laterales	59
Tabla 9. Coeficiente de inscripción	59
Tabla 10. Salientes.....	62
Tabla 11. Valores de las reducciones para distintas alturas en las secciones más desfavorables	63
Tabla 12. Gálipo de construcción de material para diferentes alturas en las secciones más desfavorables	65

Tabla 13. Resultados numéricos del análisis de precargas.....	71
Tabla 14. Tabla de autovalores.....	76
Tabla 15. Holguras laterales	91
Tabla 16. Valores de las reducciones para distintas alturas en las secciones más desfavorables	94
Tabla 17. Gálbo de construcción de material para diferentes alturas en las secciones más desfavorables	95
Tabla 18. Tabla de configuraciones iniciales	130
Tabla 19. Tabla de magnitudes efectivas.....	130
Tabla 20 Tabla de magnitudes proporcionales	131

Capítulo 1

Objetivos y planteamiento de la Tesis

1.1. Introducción

El gálibo ferroviario es un contorno de referencia que se utiliza para saber si cierto material rodante puede circular por un determinado tramo de red. Este gálibo se obtiene a partir de la envolvente de las dimensiones máximas que puede tener el material ferroviario sin que se produzcan interferencias con las instalaciones fijas colocadas en las zonas próximas a las vías.

La determinación de dicho gálibo, que a priori parece sencilla, es un proceso muy complicado. Hay un gran número de efectos que hacen que cada vagón ocupe una región diferente del espacio al recorrer una línea ferroviaria. Entre ellos pueden mencionarse los

factores geométricos de la vía, la posición relativa del vagón respecto a la vía y el comportamiento de la suspensión del vehículo.

Unido a esto y debido a la tendencia actual hacia la liberalización e interoperabilidad del sistema ferroviario europeo, surge el problema de que un mismo tren pueda circular por tramos de vías con gálidos diferentes. Esto hace que, el diseño de las dimensiones de un tren este determinado por el gálibo más restrictivo y por la velocidad de circulación.

Por lo tanto, existen dos problemas muy importantes que afectan al gálibo ferroviario y que son necesarios solucionar. El primero es la determinación exacta del gálibo y el segundo el establecimiento de un gálibo internacional que permita un aprovechamiento adecuado de las diferentes redes ferroviarias.

Para ello es necesario conocer los parámetros que influyen en la determinación del gálibo, cual es su influencia y la respuesta dinámica del vehículo ferroviario. Actualmente, para el cálculo de este gálibo sólo se considera una respuesta cuasiestática, dando lugar a problemas que afectan a la seguridad y al comportamiento de los vehículos al circular por las vías. En particular, se puede observar que en muchos puntos de las redes ferroviarias hay marcas de roces producidas por el paso de los trenes.

La dinámica de los vehículos ferroviarios representa un balance entre las fuerzas actuantes en el conjunto rueda-carril, las fuerzas de inercia, así como las fuerzas ejercidas por las suspensiones y las articulaciones situadas en los vehículos ferroviarios. Las características básicas de la interacción rueda-carril, tales como fricción, geometría y elasticidad en el área de contacto no están bajo el control del ingeniero que diseña el vehículo ferroviario. Sin embargo, tanto en el diseño de las suspensiones como en el de las articulaciones, el ingeniero tiene un amplio margen de posibilidades, únicamente limitadas por el grado de complejidad de las mismas, pudiendo controlarse el movimiento del vehículo ferroviario para obtener una buena calidad de circulación al tiempo que las cargas dinámicas y la tendencia al descarrilamiento del vehículo son reducidas a niveles aceptables, al circular por vías con geometrías adecuadas.

1.2. Estado del arte

En los últimos diez años, se han llevado a cabo varias investigaciones tanto en vehículos de caja inclinable (VCI) como en vehículos convencionales, sobre diferentes geometrías de vía para determinar las restricciones que impone el gálibo, existiendo muy poca documentación científica sobre la problemática de gálibos.

Sin embargo, para los VCI, se han realizado numerosos ensayos en Francia e Italia con diferentes peraltes, perfiles de rueda, interacciones rueda-carril, geometría de la vía [1], desarrollándose un modelo matemático en el Politécnico de Milán, que incluye una completa esquematización del vehículo, incluyendo: caja, bogies y ejes, estudiándose la problemática de juegos y holguras. El modelo usado utiliza elementos finitos, reproduciendo las deformaciones de: carriles, traviesas y suspensiones.

En Suecia se ha realizado una investigación con trenes en tamaño natural y con un simulador capaz de generar diferentes combinaciones de movimientos laterales y de balanceo [2]. Estas investigaciones han sido desarrolladas para conseguir y mejorar el control de la inclinación de los VCI. Otras investigaciones fueron realizadas sobre VCI y vehículos convencionales, simulándose sobre diferentes geometrías de vía.

En Japón, en 1999, se han realizado investigaciones en la Universidad de Tokio sobre los VCI, estudiándose los efectos producidos por las vibraciones, en especial en curvas de transición [3].

Investigaciones sobre dinámica ferroviaria relativas a las incidencias provocadas por las irregularidades de la vía en vehículos tanto de bogies como de ejes, han sido efectuadas por la Universidad de Tokio [4]. Más recientemente, Jin et al. han estudiado cómo influye la vía en el comportamiento del vehículo ferroviario cuando atraviesa una curva [5].

Sin embargo, hasta la fecha, para la determinación del gálibo, no se han considerado los vehículos ferroviarios como sistemas mecánicos en toda su complejidad, abordando su dinámica en relación al contorno que lo utiliza como un sistema de ecuaciones, es decir, un

modelo que contemple los diversos elementos de que está formado (ejes calados y cajas de vehículos), estructuras intermedias flexibles (bogies) y los componentes por los que están conectados estos (muelles y amortiguadores), resolviendo sus desplazamientos lineales y sus giros para su determinación. Sin embargo, existen numerosos trabajos de investigación que profundizan en estas consideraciones para otras aplicaciones, como la estabilidad [6,7,8] y el contacto rueda carril [9,10,11].

Mientras que en el campo del estudio del gálibo hay muy pocas investigaciones, en el área de las suspensiones existen una gran cantidad de referencias bibliográficas. Hay autores que realizan una optimización de los parámetros de los elementos de la suspensión para mejorar el confort y seguridad [12,13,14,15]. En estos una vez que se ha optimizado su valor, éste no se modifica durante la vida del vehículo ferroviario. Por otro lado, hay autores que se centran en el estudio de suspensiones activas y semi-activas, en las que los valores de la suspensión se modifican on-line mediante algún sistema de control, dependiendo del comportamiento del vehículo ferroviario [16,17,18,19,20], con igual objetivo que en los anteriores: mejorar el confort y la seguridad. Sin embargo, ninguno de estos trabajos hace referencia a cómo afectan estas modificaciones al gálibo ferroviario, cuestión que se analiza en profundidad en este trabajo de investigación.

Actualmente, existen paquetes informáticos que permiten estudiar el comportamiento dinámico de un determinado vehículo ferroviario. Estos paquetes lo que hacen es resolver el sistema de ecuaciones que lo definen, modelizando los diversos elementos de que está formado el vehículo y considerando el contacto rueda-carril, el perfil de vía y de la rueda, y sus materiales, el peralte de la vía, la curvatura de la vía, etc. Paquetes informáticos comerciales son el VAMPIRE, GENSYS, SIMPACK, ADAMS/Rail y NUCARS [21,22]. En esta tesis el programa informático utilizado ha sido el ADAMS/Rail.

1.3. Objetivos de la tesis

Cómo ya se ha comentado previamente, actualmente se utiliza como gálibo de referencia el gálibo propuesto por la UIC [23]. El problema de este gálibo es que sólo tiene en cuenta el

comportamiento cuasi-estático del vehículo ferroviario, por lo que en muchos puntos de la red ferroviaria se pueden ver roces provocados por el paso de los trenes.

Los objetivos principales de esta tesis doctoral son dos:

- Establecer un modelo matemático que permita determinar el gálibo ferroviario considerando el comportamiento dinámico del vehículo, de forma que se aproveche al máximo el contorno de referencia del gálibo y que se garantice la seguridad ferroviaria, de tal manera que no exista ninguna posibilidad de interferencia de los vehículos con las obras, o entre los mismos cuando circulan por las vías. A este gálibo se le denominará gálibo dinámico.
- Estudiar cómo influye el sistema de suspensión de un vehículo ferroviario en su comportamiento dinámico. Aunque hay una gran cantidad de parámetros que influyen en la dinámica del vehículo ferroviario, se ha decidido realizar un estudio de sensibilidad considerando solamente la suspensión del vehículo. Esto es debido a que la respuesta del sistema depende fuertemente de él y además, es uno de los elementos sobre el que los ingenieros de diseño tienen control.

Para la consecución los objetivo mencionados anteriormente, se ha tenido que realizar:

- Un estudio de la dinámica de los vehículos ferroviarios mediante modelos matemáticos suficientemente detallados y válidos que permitan la simulación del movimiento de los mismos y que permitan obtener sus modos propios de vibración y sus frecuencias asociadas.
- Un estudio de las fuerzas de interacción producidas entre la rueda y el carril en su plano de contacto, estableciendo las relaciones entre las fuerzas aplicadas, la cinemática del eje, las deformaciones elásticas y el campo de tensiones mecánicas en el área de contacto.
- Un estudio de la estabilidad del vehículo, determinando los parámetros de que depende y adecuando sus valores para que faciliten su circulación en condiciones estables.

1.4. Estructura del documento

La tesis se divide en nueve capítulos que se describen a continuación:

- El presente capítulo 1 contiene los objetivos, el enfoque y los planteamientos generales de la tesis. También realiza una revisión histórica del estado del conocimiento sobre el gálibo en los ferrocarriles europeos.
- El capítulo 2 se centra en la concepción actual del gálibo ferroviario según criterios definidos por la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC), describiendo los parámetros que se van a necesitar para el cálculo del mismo: desplazamientos geométricos, holguras laterales, coeficiente de inscripción, exceso o insuficiencia de peralte, centro de balanceo, disimetría, coeficiente de souplesse y salientes.
- En el capítulo 3 se describen los modelos utilizados en las simulaciones llevadas a cabo con el programa ADAMS/rail, como son el modelo de contacto rueda-carril, el modelo de vía y el modelo del vehículo ferroviario, en este caso un Tren Regional Diesel (TRD).
- El capítulo 4 describe las expresiones que se utilizan para calcular el gálibo ferroviario según indica la UIC y sus normas de aplicación.
- El capítulo 5 analiza los valores de las cargas (análisis de precargas), los valores de las frecuencias propias y los modos propios de vibración, así como, las capacidades de amortiguamiento del sistema de cada una de las frecuencias propias (análisis lineal). También analiza el comportamiento acerca de la velocidad crítica en la que el sistema pasa de estable a inestable (análisis de estabilidad).
- En el capítulo 6, determina el gálibo de un vehículo ferroviario considerando su comportamiento dinámico. Este gálibo se ha denominado gálibo dinámico. Además, se compara estos resultados con los obtenidos según indica la UIC.
- En el capítulo 7, se lleva a cabo un estudio de sensibilidad sobre cómo influye los elementos de la suspensión en gálibo ferroviario.
- En el capítulo 8, se analizan los resultados obtenidos en el capítulo anterior.

- Por último, en el capítulo 9, se recogen las principales conclusiones, resaltando las aportaciones de la misma y se proponen futuras líneas de investigación con relación a la optimización y modelización de los vehículos ferroviarios en relación al gálbo.

Capítulo 2

Definiciones y conceptos para la obtención del gálibo

2.1. Introducción

Según lo definido por la normativa de la UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles) en la Ficha 505, el gálibo es un contorno de referencia más una normativa asociada a este contorno de referencia. Esta normativa está constituida por un conjunto de fórmulas y condiciones de aplicación a partir de un contorno de referencia determinado [23,24,25].

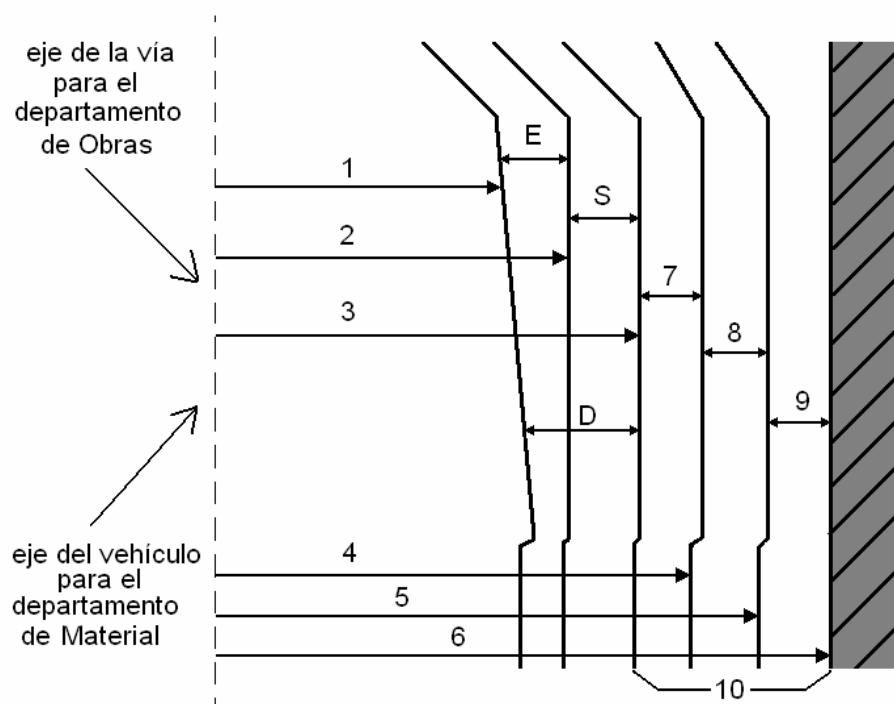


Figura 1. Gálibos de una red ferroviaria

En la red ferroviaria existen varios contornos de referencia, y por tanto, varios gálibos diferentes que deben respetar tanto el Departamento de Material como el Departamento de Obras e Instalaciones. La Figura 1 muestra un esquema de los diferentes gálibos ferroviarios de los que consta la red ferroviaria. Estos gálibos son:

- (1) Gálibo de Construcción de Material o Gálibo Estático.
- (2) Gálibo Cinemático o de Referencia.
- (3) Gálibo de Ocupación Estático.
- (4) Gálibo de Ocupación Cinemático de Material.
- (5) Gálibo Límite de Obstáculos.
- (6) Gálibo de Implantación de Obstáculos o Gálibo de Obstáculos.
- (7) Desplazamientos cuasiestáticos debidos a un exceso o insuficiencia de peralte de más de 50 mm, para un coeficiente de souplesse máximo de 0.4 y para una altura del centro de balanceo de 0.5 m.
- (8) Desplazamientos laterales debidos a una disimetría menor de 1°. Desplazamientos debidos a los efectos de la vía.
- (9) Margen dado por cada red para el tráfico de transportes especiales.
- (10) Márgenes a tener en cuenta por infraestructuras.

Los tres primeros contornos afectan al Departamento de Material, y los tres últimos deben ser respetados por el Departamento de Obras e Instalaciones.

2.2. Definición de los gálibos ferroviarios

El GÁLIBO ESTÁTICO O DE CONSTRUCCIÓN DE MATERIAL es el contorno máximo del vehículo situado en una vía nivelada en posición centrada, con el vehículo parado, con la suspensión correctamente reglada, la carga bien repartida y con el diámetro nominal de las ruedas.

El GÁLIBO DE OCUPACIÓN ESTÁTICO se calcula para un vehículo circulando en curva, a una velocidad determinada y con una aceleración lateral no compensada. Como consecuencia de todo esto se produce un desplazamiento (D) del vehículo que viene determinado por:

- Un primer término que es función del radio de la curva, de las dimensiones del vehículo y de la distancia de la sección considerada al pivote (eje) más cercano.
- Un segundo término que es función del conjunto de holguras y juegos entre la vía y el carril, que provocan un desplazamiento lateral.
- Un último término que es función de la flexibilidad de la suspensión y de las condiciones de circulación en curva. Este término se define como desplazamiento cuasiestático (z). El Departamento de Material sólo tiene en cuenta los desplazamientos cuasiestáticos producidos por un exceso o insuficiencia de peralte máximo de 50 mm y una disimetría mayor de 1°.

Todos estos términos definen el desplazamiento, y con el desplazamiento queda definido el gálibo de ocupación estático. Este gálibo considera los movimientos del vehículo, pero no los posibles movimientos de la vía o defectos e imperfecciones de la misma. Es decir, considera los movimientos cinemáticos del vagón pero la vía la considera como un elemento estático.

El GÁLIBO CINEMÁTICO O DE REFERENCIA de una administración ferroviaria, es el definido por la misma y a partir de el se calculan los distintos gálibos de acuerdo a la normativa de la UIC.

El GÁLIBO DE OCUPACIÓN CINEMÁTICO tiene en cuenta los desplazamientos anteriores del vehículo y además considera los desplazamientos cuasiestáticos producidos por una insuficiencia o exceso de peralte mayor de 50 mm (para un coeficiente de souplesse de 0.4 y una altura del centro de balanceo de 0.5 m).

El GÁLIBO DE OBSTÁCULOS es un margen de seguridad propio de cada Red. Define la posición de los diferentes equipos necesarios alrededor de la vía.

Por último, el GÁLIBO LÍMITE DE OBSTÁCULOS es otro margen que cada red aplica y que se emplea para que circulen por ella de forma excepcional ciertos vehículos ferroviarios.

2.3. Definición de parámetros ferroviarios característicos para el cálculo del gálibo cinemático

Para poder calcular el gálibo estático o de construcción de material, empleando las expresiones proporcionadas por la UIC, se necesita conocer algunos parámetros ferroviarios. En esta sección se describen todos estos parámetros:

- Desplazamientos geométricos.
- Holguras laterales.
- Coeficiente de inscripción.
- Exceso o insuficiencia de peralte.
- Disimetría.
- Coeficiente de souplesse.
- Centro de balanceo.
- Salientes.

2.3.1. Desplazamientos geométricos

Los desplazamientos geométricos son desplazamientos producidos por la inscripción en curva del vagón. A mayor longitud entre boguies, y menor radio de curvatura, el desplazamiento geométrico es mayor.

En curva, el vagón adquiere la configuración de una cuerda entre dos puntos de una circunferencia. Por ello, para cada sección del vagón, sus desplazamientos laterales respecto del eje de curva son diferentes. Por este motivo, se calculará el desplazamiento geométrico para las secciones más desfavorables, es decir, aquellas que sufren un mayor desplazamiento lateral. Estas secciones se muestran en la Figura 2. Se puede observar que si el vagón se encuentra cruzado en la vía, sus extremos sobresalen hacia el exterior. Mientras que si el vagón se encuentra pegado al carril interno, las secciones internas lo hacen hacia el interior de la curva.

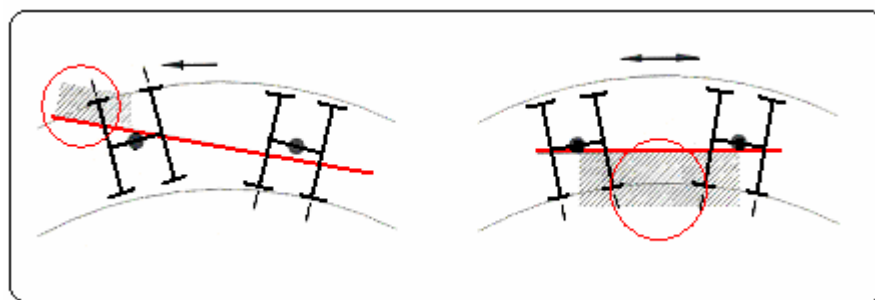


Figura 2. Secciones más desfavorables

Se puede decir que las secciones más desfavorables se producen en los extremos del vagón y en su sección central, por ello, se definen dos desplazamientos geométricos:

- **dgi o desplazamiento de las secciones internas:** secciones comprendidas entre los pivotes (o entre los ejes extremos de los vehículos sin bogies):

$$dgi = \frac{n \cdot (a - n)}{2 \cdot R} \quad \text{Ecuación 1}$$

- **dga o desplazamientos de las secciones externas:** secciones situadas hacia los extremos del vehículo más allá de los pivotes (o ejes extremos de los vehículos sin bogies):

$$dga = \frac{n \cdot (a + n)}{2 \cdot R} \quad \text{Ecuación 2}$$

donde:

a es el empate del vehículo. Se define empate como la distancia entre los ejes extremos de vehículos no montados sobre bogies o entre pivotes de vehículos montados sobre bogies.

R es el radio de la vía por la que circula el vehículo.

n es la distancia de la sección considerada hasta el pivote más cercano (o al eje extremo más cercano en los vehículos sin bogies).

p es la distancia entre los ejes extremos del bogie (es el empate del bogie).

Estos desplazamientos geométricos no tienen en cuenta que el vehículo está montado sobre bogies. Si se considera este caso, el pivote de un bogie en la posición media sobre la vía se desplaza un valor dgi_{bogie} hacia el interior de la curva, por lo que hay que introducir este valor en las expresiones anteriores. El valor máximo de dgi_{bogie} en el bogie es:

$$dgi_{bogie} = \frac{p^2}{8 \cdot R} \quad \text{Ecuación 3}$$

Por lo tanto, los desplazamientos geométricos para un vehículo montado sobre bogies se deben calcular mediante las siguientes expresiones:

- Para las secciones externas:

$$dga = \frac{n \cdot (a + n)}{2 \cdot R} - \frac{p^2}{8 \cdot R} = \frac{n \cdot a + n^2 - \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} \quad \text{Ecuación 4}$$

- Para las secciones internas:

$$dgi = \frac{n \cdot (a - n)}{2 \cdot R} + \frac{p^2}{8 \cdot R} = \frac{n \cdot a - n^2 + \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} \quad \text{Ecuación 5}$$

2.3.2. Holguras laterales

Existen tres tipos de holguras laterales que se explicarán a continuación:

- Holgura entre ejes y vía, denominado también juego de la vía (**j**).
- Holgura entre ejes y bastidor del bogie (**q**).
- Holgura entre el bastidor del bogie y la caja (**w**).

Las ruedas del vehículo poseen unas pestañas que son su sistema de guiado. Este sistema tiene la particularidad de dejar siempre un espacio entre la pestaña y el carril, y recibe el nombre de juego de la vía. Este juego permite que exista una holgura entre el carril y la rueda.

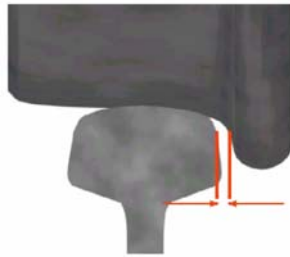


Figura 3. Juego de la vía.

Se define como holgura lateral entre ejes y vía (j) como:

$$j = \frac{l - d}{2} \quad \text{Ecuación 6}$$

donde:

l es la anchura de la vía medida entre caras activas del carril.

d es la separación exterior entre pestañas, medida 10 mm por debajo del círculo de rodadura en un eje con ambas pestañas al límite del desgaste. Este valor es a cada lado del eje.

La segunda holgura lateral es la holgura entre ejes y el bastidor del bogie (q). Comprende el desplazamiento entre el bastidor del bogie y las cajas de grasa a partir de su posición media y a cada lado, con todos los elementos al límite del desgaste.

Por último, la holgura lateral entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo (w) es el desplazamiento lateral de los pivotes de los bogies y la caja, a partir de su posición media y a cada lado del eje. Aunque para vehículos sin pivote se define como el desplazamiento lateral de la caja respecto al bastidor del bogie, a partir de la posición media y en función de la curva o sentido de desplazamiento. Si el valor de " w " no es constante se denomina:

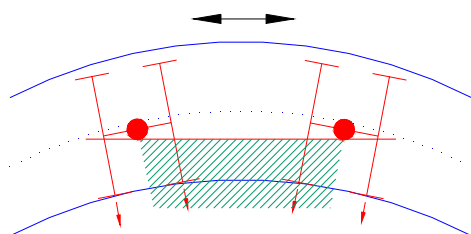
- $w_i(R)$ a la holgura lateral entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo para un radio R y considerando el lado interior de la curva.
- $w_a(R)$ holgura lateral entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo para un radio R y considerando el lado exterior de la curva.

2.3.3. Coeficiente de inscripción

Hasta ahora se han calculado los desplazamientos geométricos y las holguras laterales considerando que los ejes están situados correctamente en la curva y que la posición media del vehículo se sitúa sobre el eje de la vía. Sin embargo, se debe tener en cuenta que debido a los patinajes de las ruedas con el carril, los bogies pueden adoptar cualquier situación en la vía influyendo en el valor del gálibo. Para el cálculo del gálibo cinemático siempre se tomará la situación más desfavorable.

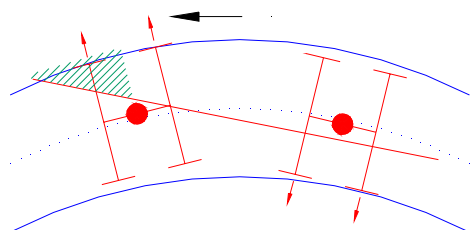
Para considerar la posición más desfavorable hay que añadir un factor que tiene en cuenta el tipo de vehículo, la inscripción en curva y la sección considerada. En las Tabla 1 y 2, se muestran los coeficientes de inscripción cuando el desplazamiento más desfavorable del vehículo se produce en la zona interna y externa de la curva. El coeficiente de inscripción se encontrará multiplicando a los valores de las holguras laterales (j , q y w) y a los desplazamientos geométricos.

Tabla 1. Coeficientes de inscripción cuando el desplazamiento se produce en la zona interna de la curva



vía	q	w
1	1	1

Tabla 2. Coeficientes de inscripción cuando el desplazamiento se produce en la zona externa de la curva.



vía	q	w
$\frac{2n+a}{a}$	$\frac{2n+a}{a}$	$\frac{n+a}{a}$

2.3.4. Exceso o insuficiencia de peralte

El vehículo ferroviario necesita que en las curvas el carril exterior esté peraltado. Cuando los vehículos pasan por una curva, la fuerza centrífuga desplaza al coche lateralmente, de manera que, una de las pestañas se aproxima al carril haciendo desaparecer el juego de la vía. Esto provoca desgastes en la vía y en la rueda y, en el peor de los casos, que el vehículo pueda llegar a descarrilar. Para evitar esta situación, se intenta que la circulación de los vehículos en las curvas sea lo más parecida a cuando lo hacen por trazado recto y, para ello, se recurre al peralte.

El peralte consiste en elevar el carril exterior en la curva a una altura tal, que haga desaparecer cuanto sea posible el desplazamiento originado por la fuerza centrífuga. Si se supone que la suspensión del vehículo es infinitamente rígida, o lo que es lo mismo, que no existe giro de la caja respecto al eje, se pueden descomponer el peso y la fuerza centrífuga en un sistema de coordenadas. El centro del sistema de coordenadas se sitúa en un punto tal que coincida con el centro de gravedad del vehículo, y los ejes se sitúan uno paralelo al plano de la vía y otro perpendicular a ella (ver Figura 4).

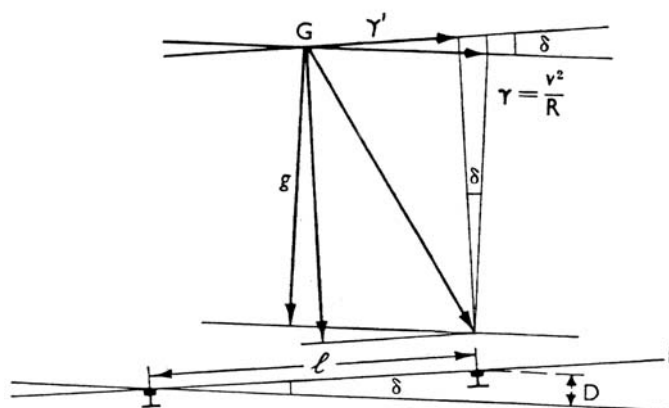


Figura 4. Fuerzas al circular en curva

Los vehículos que circulan por una curva de radio " R " y a una velocidad " v ", están sometidos a la aceleración centrífuga " γ " cuya influencia se ha visto que hay que limitar mediante el peralte (D). El peralte teórico (D_e) o el peralte exacto de equilibrio para el cual la suspensión no está sometida a ningún esfuerzo lateral viene definido por la siguiente expresión (ver Figura 4):

$$D_e = \frac{l \cdot v^2}{g \cdot R} \quad \text{Ecuación 7}$$

De esta expresión se obtiene la aceleración centrífuga compensada por el peralte:

$$\gamma = \frac{D_e \cdot g}{l} = \frac{v^2}{R} \quad \text{Ecuación 8}$$

La diferencia entre la aceleración centrífuga que sufre el vehículo y la corrección que se aplica con el peralte se conoce como *aceleración centrífuga no compensada* (γ').

$$\gamma' = \gamma - \frac{D}{l} \cdot g = \frac{v^2}{R} - \frac{D}{l} \cdot g = \frac{g}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right) = \frac{g}{l} (I \text{ o } E) \quad \text{Ecuación 9}$$

Se define entonces el término de Insuficiencia de peralte (I) o Exceso de peralte (E) como los valores de la aceleración centrífuga no compensada que superan el peralte de equilibrio. Las redes ferroviarias consideran valores típicos para I ó E de:

$$0.050 \text{ m} < I < 0.160 \text{ m}$$

$$0.050 \text{ m} < E < 0.200 \text{ m}$$

Cuando se circula con $I = 0$ ó $E = 0$, se obtiene el peralte de equilibrio y la suspensión no está sometida a ninguna sollicitación lateral. Si se circula con un peralte menor que el de equilibrio ($D_e - \varepsilon$) aparece una insuficiencia de peralte $I = \varepsilon$ y el vehículo se inclina hacia el exterior de la curva, obteniendo una aceleración centrífuga no compensada de valor:

$$\gamma' = \frac{g \cdot \varepsilon}{l} \quad \text{Ecuación 10}$$

Si el peralte es superior al de equilibrio ($D_e + \varepsilon$) se tiene un exceso de peralte de valor $E = \varepsilon$. En este caso el vehículo se inclina sobre sus muelles hacia el interior de la curva y se obtiene una aceleración centrífuga no compensada de valor:

$$\gamma' = -\frac{g \cdot \varepsilon}{l} \quad \text{Ecuación 11}$$

2.3.5. Centro de balanceo

Cuando la caja de un vehículo está sometida a una fuerza transversal paralela al plano de rodadura, ésta se inclina sobre los muelles de la suspensión. Si se anulan las holguras laterales (antes definidas) y se elimina el efecto de los amortiguadores, la caja se inclina girando alrededor de un punto llamado *centro de balanceo*.

El centro de balanceo se sitúa a una altura " h_c " prácticamente independiente de la magnitud de la fuerza transversal aplicada (ver Figura 5).

2.3.6. Disimetría

El concepto de disimetría representa el reparto desigual de la carga, debido a un defecto de construcción o a un mal reglaje de la suspensión.

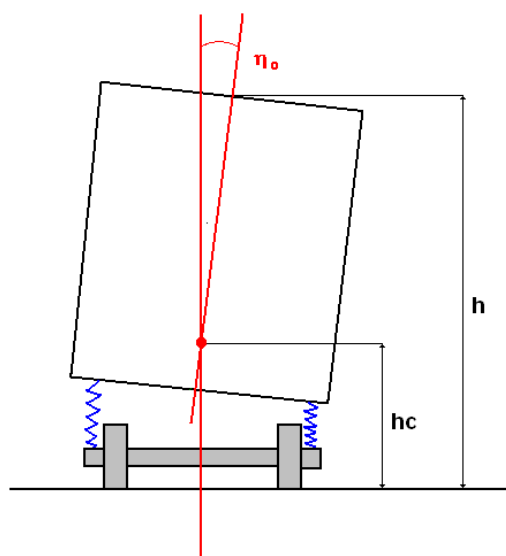


Figura 5. Centro de balanceo y disimetría

La disimetría es el ángulo " η_0 " que se inclina la caja de un vehículo parado sobre una vía nivelada respecto de la perpendicular al plano de rodadura (ver Figura 5). El ángulo " η_0 " se mide con el vehículo parado en una vía recta y nivelada.

2.3.7. Coeficiente de souplesse y centro de balanceo

2.3.7.1. Cálculo del coeficiente de souplesse

Cuando un vehículo se encuentra parado sobre una vía con peralte "D", en la que el plano de rodadura forma un ángulo " δ " con la horizontal, la caja se inclina un ángulo " η " respecto a la perpendicular al plano de rodadura (ver Figura 6). Se define *coeficiente de flexibilidad* o *coeficiente de souplesse* (s) a la relación:

$$s = \frac{\eta}{\delta} \quad \text{Ecuación 12}$$

Este coeficiente representa el efecto de la suspensión en el balanceo y se calcula después de eliminar los efectos de disimetrías y rozamientos de muelles y amortiguadores.

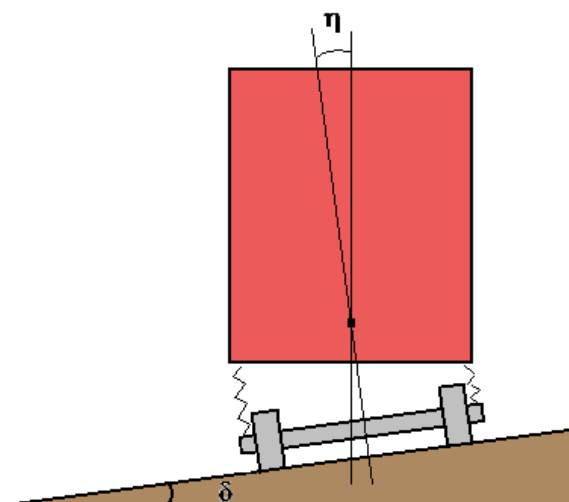


Figura 6. Ángulo de inclinación del vehículo

Para poder calcular el coeficiente de souplesse hay que calcular primeramente el ángulo de giro cuasi-estático del vehículo (φ_2), ya que:

$$s = \varphi_2 \cdot \frac{g}{j} \quad \text{Ecuación 13}$$

Para poder calcular teóricamente este ángulo se utilizará el bogie que se muestra en la Figura 7, donde:

G_1 es el peso de la parte suspendida del vehículo (etapa primaria) [Kg].

G_2 es el peso de la caja del vehículo (etapa secundaria) [Kg].

j es la aceleración transversal excesiva debida a la marcha en curva y al peralte [m/s^2].

g es la aceleración del peso [m/s^2].

R es el radio de la curva [m].

h_1 es la altura del centro de gravedad de la masa suspendida del bogie encima del eje de rotación O [mm].

h_2 es la altura por encima de O del centro de gravedad de la caja del vehículo [mm].

h_3 es la altura por encima de O de los puntos de la caja del vehículo donde se aplican las fuerzas de ensambladura transversales entre los bogies y la masa de la caja [mm].

$2b_1$ es la distancia de la base de los resortes de la suspensión al eje de la caja (suspensión primaria) [mm].

$2b_2$ es la distancia de la base de los resortes de la suspensión al eje de las traviesas móviles (suspensión secundaria) [mm].

K_{z1} es la rigidez vertical de los muelles de la suspensión primaria sobre un lado del vehículo [Kg/mm].

K_{z2} es la rigidez vertical de los muelles de la suspensión secundaria sobre un lado del vehículo [Kg/mm].

e es el desplazamiento lateral con respecto a los puntos iniciales [mm].

l es la longitud de las bielas de la suspensión [mm].

φ_1 es el ángulo de inclinación cuasi-estático de la parte suspendida del bogie [radianes].

φ_2 es el ángulo de inclinación cuasi-estático de la masa de la caja [radianes].

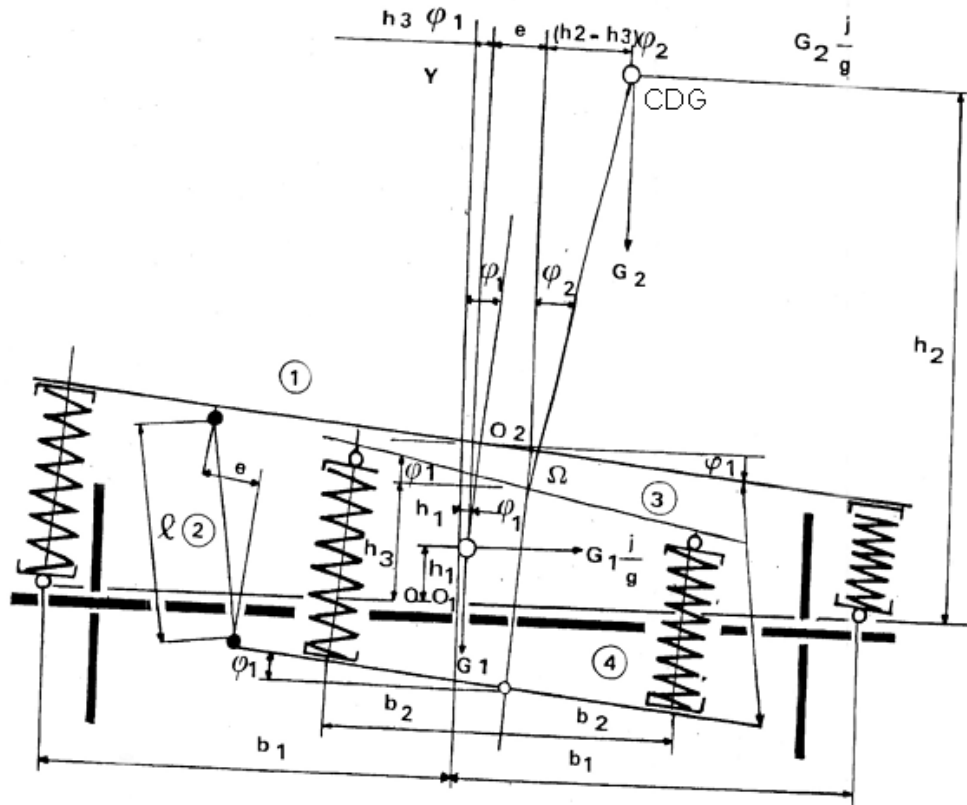


Figura 7. Esquema simplificado del vehículo

La parte suspendida de un vehículo que recorre una curva con peralte está sometida a dos fuerzas laterales que son (ver Figura 7):

- $G_1 \cdot \frac{j}{g}$: aplicada en el centro de gravedad de las masas suspendidas del bogie (etapa primaria).
- $G_2 \cdot \frac{j}{g}$: aplicada en el centro de gravedad en la masa de la caja (etapa secundaria).

Bajo este par de fuerzas la etapa primaria se inclina un ángulo " φ_1 " en sentido transversal, y la etapa secundaria hace lo mismo pero con un ángulo " φ_2 ". Este último ángulo es el que interesa para calcular el valor del soupless. Para su cálculo se consideran que los ángulos son pequeños.

Si se separa el sistema de coordenadas situado en el punto " Ω " (ver Figura 7), que es el punto donde se aplica la fuerza de ensambladura transversal, el equilibrio de momentos con respecto a " Ω " de las fuerzas que actúan sobre la etapa secundaria queda como sigue:

$$G_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \frac{j}{g} + G_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \varphi_2 - 2 \cdot K_{z2} \cdot b_2^2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad \text{Ecuación 14}$$

Haciendo lo mismo con el equilibrio de los momentos con respecto al punto "O", que es el punto de rotación de la suspensión primaria, se obtiene que:

$$G_1 \cdot h_1 \cdot \frac{j}{g} + G_1 \cdot h_1 \cdot \varphi_1 + G_2 \cdot h_2 \cdot \frac{j}{g} + G_2 \cdot [h_3 \cdot \varphi_1 + e + (h_2 - h_3) \cdot \varphi_2] - 2 \cdot K_{z1} \cdot b_1^2 \cdot \varphi_1 = 0 \quad \text{Ecuación 15}$$

Para el caso particular que se está estudiando, se considera que las bielas están bloqueadas y, por tanto, $e=0$. Con esta consideración y despejando el ángulo buscado de las ecuaciones 2.14 y 2.15, se obtiene que:

$$\varphi_2 = \frac{1}{\frac{2 \cdot K_{z1} \cdot b_1^2}{G_2 \cdot Z} - 1} \cdot \frac{j}{g} \quad \text{Ecuación 16}$$

donde:

$$Z = \frac{K_{z1}}{K_{z2}} \cdot \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \left[1 - \frac{G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_3}{2 \cdot K_{z1} \cdot b_1^2} \right] + h_2 + \frac{G_1}{G_2} \cdot h_1 \quad \text{Ecuación 17}$$

Este cálculo no tiene en cuenta la rigidez transversal de los muelles, puesto que los ángulos " φ_1 " y " φ_2 " no se ven modificados por este parámetro y, por lo tanto, el coeficiente de souplesse no varía. En las simulaciones que se mostraran mas adelante y cuyos resultados se utilizaran para calcular el gálipo cinemático dinámico, si se tiene en cuenta estas rigideces de la suspensión para calcular los ángulos y desplazamientos. Esta nueva consideración no modifica ni la posición del centro "O" ni las expresiones anteriores, si se considera que los desplazamientos laterales de las suspensiones son muy pequeños comparados con las longitudes totales de las mismas. Se puede decir que la existencia de una flexibilidad transversal de la suspensión no modifica los ángulos " φ_1 " y " φ_2 ", y por tanto, tampoco modifica el valor del coeficiente de souplesse.

Una vez conocido el ángulo de giro cuasi-estático se puede calcular el coeficiente de souplesse mediante la siguiente expresión:

$$s = \frac{1}{\frac{2 \cdot K_{z1} \cdot b_1^2}{G_2 \cdot Z} - 1} \quad \text{Ecuación 18}$$

2.3.7.2. Cálculo del centro de balanceo

El último parámetro que queda por calcular es el centro de balanceo (h_c). Para ello hay que recurrir de nuevo a la Figura 7. Se construye una recta que pase por el punto " Ω ", cuyas coordenadas son:

$$\begin{aligned} \Omega_x &= h_3 \cdot \varphi_1 + e \\ \Omega_y &= h_3 \end{aligned} \quad \text{Ecuación 19}$$

y el centro de gravedad de la caja (CDG), cuyas coordenadas son:

$$\begin{aligned} C.D.G._x &= h_3 \cdot \varphi_1 + e + (h_2 - h_3) \cdot \varphi_2 \\ C.D.G._y &= h_2 \end{aligned} \quad \text{Ecuación 20}$$

La ecuación de la recta queda como sigue:

$$x - y \cdot \varphi_2 + h_3 \cdot \varphi_2 - h_3 \cdot \varphi_1 - e = 0 \quad \text{Ecuación 21}$$

El centro de balanceo es la intersección de esta recta con el eje OY. Considerando además que $e = 0$, se obtiene:

$$y_c = h_3 \cdot \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_2} \quad \text{Ecuación 22}$$

Introduciendo los valores de " φ_1 " y " φ_2 " calculados que se obtienen a partir de las ecuaciones 2.14 y 2.15, la expresión anterior queda:

$$y_c = h_3 \cdot \frac{\frac{K_{z1}}{K_{z2}} \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2 \cdot (h_2 - h_3)}{Z} \quad \text{Ecuación 23}$$

donde y_c es la altura del centro de balanceo desde el sistema de referencia XOY. Ahora hay que añadir la altura desde el plano de la vía hasta el punto "O" (h_0) para obtener la altura del centro de balanceo buscada:

$$h_c = h_o + h_3 \cdot \frac{\frac{K_{z1}}{K_{z2}} \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2 \cdot (h_2 - h_3)}{Z} \quad \text{Ecuación 24}$$

2.3.8. Salientes

En caso de curva o de que el ancho entre carriles sea mayor del nominal, las cotas de semianchura del contorno de referencia se aumentan con los salientes (*saillies*).

Cada saliente es un factor obtenido experimentalmente que se produce debido a la inscripción en curva de los vehículos. Estos valores están clasificados según el radio de la curva y la altura a estudiar. La Tabla 3 muestra los valores de los salientes en metros para el ancho de vía español cuyo valor es de 1668 m.

Tabla 3. Tabla de salientes

	$h < 0.400 \text{ m}$ (Partes bajas)	$h > 0.400 \text{ m}$ (Partes altas)	Pantógrafos (posición de captación)
$R \geq 250 \text{ m.}$	$\frac{2.5}{R} + \frac{l-1.668}{2}$	$\frac{3.75}{R} + \frac{l-1.668}{2}$	$\frac{2.5}{R} + \frac{l-1.668}{2}$
$250 \text{ m} \geq R \geq 150 \text{ m.}$ Partes del interior de la curva	$\frac{50}{R} - 0.19 + \frac{l-1.668}{2}$	$\frac{50}{R} - 0.185 + \frac{l-1.668}{2}$	
$250 \text{ m} \geq R \geq 150 \text{ m.}$ Partes del exterior de la curva.	$\frac{60}{R} - 0.23 + \frac{l-1.668}{2}$	$\frac{60}{R} - 0.225 + \frac{l-1.668}{2}$	

Capítulo 3

Modelo matemático de un TRD

3.1. Introducción

En este capítulo se indicarán las características técnicas del vehículo elegido para llevar a cabo los cálculos y simulaciones. El vehículo considerado es un Tren Regional Diesel (TRD), que funciona normalmente en configuración de dos composiciones, sobre vías convencionales de ancho nacional (ver Figura 8).



Figura 8. Tren Regional Diesel

Para llevar a cabo las simulaciones y que éstas proporcionen datos lo más reales posibles es necesario utilizar un modelo de vehículo ferroviario que considere el mayor número de grados de libertad posible. Para ello, un modelo completo de un vehículo ferroviario debe estar formado por ejes calados, cajas de vehículos y estructuras intermedias flexibles, estando conectadas entre sí por componentes tales como muelles y amortiguadores. De manera similar, debe considerarse que circula por una vía, la cual tiene una estructura compleja que presenta propiedades elásticas y disipativas. La vía puede ser modelada como una estructura continua con una interfase móvil en los puntos de contacto donde la interacción entre rueda-carril es dependiente de su movimiento relativo. Este tipo de modelos, con hipótesis variables está resuelto por varios paquetes comerciales de software que permiten el análisis y diseño de los vehículos ferroviarios.

La aplicación informática utilizada en esta tesis para realizar las simulaciones es ADAMS/Rail versión 2003, que permite utilizar distintas configuraciones del vehículo analizado. Este programa utiliza como modelo rueda-carril las teorías de Jonson & Vermeulen y las teorías de Kalker, y tiene en cuenta las irregularidades de la vía. Además, considera que las ruedas no se desplazan verticalmente respecto de ésta, es decir, el contacto entre rueda y carril es constante, y por tanto, el giro de los ejes es debido al camino de rodadura.

3.2. Modelos de contacto rueda-carril

La relación entre los movimientos de la rueda contenidos en el plano de contacto rueda-carril y las fuerzas que originan, es uno de los problemas más importantes y menos

conocidos en la dinámica ferroviaria. El contacto rueda-carril modeliza un fenómeno físico muy complejo y no lineal.

El comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario está significativamente afectado por estas fuerzas de interacción entre la rueda y el carril, las cuales dependen de la adhesión, el deslizamiento y el desgaste característico.

El problema del contacto rueda-carril estudia el comportamiento de dos sólidos elásticos cuando ruedan uno sobre el otro, bajo la acción de cargas normales y tangenciales a la superficie de contacto. El planteamiento del problema consiste en establecer relaciones entre las fuerzas externas aplicadas, la cinemática del eje, la deformación en la zona de contacto y el campo de tensiones en el área de contacto.

Cuando dos sólidos elásticos ruedan uno sobre otro, bajo la acción de este sistema de cargas, se produce un movimiento relativo entre los dos cuerpos en el que interviene una composición de movimientos junto a pequeñas deformaciones elásticas asociadas a las zonas próximas de contacto. El resultado es un movimiento compuesto por una mezcla de movimientos de rodadura más un deslizamiento aparente o pseudo-deslizamiento. Se denomina aparente porque se produce por la deformación elástica de los cuerpos en contacto, sin que realmente se produzca un deslizamiento en este área.

La zona de contacto entre la rueda y el carril se puede dividir en dos zonas:

- Zona de adherencia entre ambos materiales o adherencia global macroscópica.
- Zona de deslizamiento entre materiales a nivel microscópico. La rueda y el carril cambian su estado tensional y sus deformaciones durante el contacto.

Han aparecido una gran cantidad de teorías que evalúan de forma diferente la extensión de las zonas de adherencia y deslizamiento dentro del área de contacto. La primera teoría que surgió fue en 1926 por Carter [26]. Carter aproximó la superficie de contacto a una franja rectangular bidimensional y uniforme, lateral al carril. El problema de esta teoría es que sólo tenía en cuenta el pseudodeslizamiento longitudinal. En 1958, Johnson extendió la teoría bidimensional de Carter [27]. Las diferencias fundamentales fueron que consideraba una superficie de contacto circunferencial en vez de rectangular, y tuvo en cuenta tanto los pseudo-deslizamientos longitudinal y transversal. Sin embargo, no incluyó la influencia del pseudo-deslizamiento de giro.

En 1964 Johnson y Vermeulen [28] consideraron que la superficie de contacto entre dos cuerpos era de forma elipsoidal y estaba dividida asimétricamente en dos regiones distintas: una zona de adhesión y otra de deslizamiento. Los resultados experimentales proporcionados por ellos mostraron un error menor del 25% al calcular la fuerza resultante de pseudo-deslizamiento. La conclusión a la que se llegó fue que el área de adhesión estaba mal evaluada.

En 1963 y 1964 aparecieron los trabajos de Haines y Ollerton [29] y de Halling [30]. Ellos desarrollaron una teoría aproximada para el caso de contactos elípticos con pseudo-deslizamiento longitudinal puro. Dividieron el área de contacto en franjas paralelas a la dirección de rodadura y en cada franja aplicaron la teoría de Carter. Para el análisis de cada una de las franjas no se tuvo en cuenta la interacción de unas con otras; es decir, la solución que proporcionaba la teoría de Carter en una franja no afectaba a las franjas vecinas. Esta teoría fue sostenida por ensayos experimentales empleando técnicas fotoelásticas que demostraron que la forma de la zona de adhesión estaba muy próxima al valor que proporcionaba la teoría. A la teoría de Halling, Haines y Ollerton se la conoce como la *Teoría de franjas* y se aplica en casos en los que sólo hay pseudo-deslizamiento longitudinal. Aunque esta teoría tiene un uso limitado en dinámica ferroviaria, debido a que considera zonas de contacto estrechas, sin embargo, muestra la forma verdadera de las zonas de adhesión y deslizamiento.

En 1967 Kalker [31] desarrolló una teoría en la que consideraba que la relación entre las fuerzas de contacto tangenciales y los pseudo-deslizamientos era lineal. Esta teoría es válida cuando los pseudo-deslizamientos longitudinal, lateral y de giro son muy pequeños. Cuando esto ocurre, la zona de deslizamiento dentro de la zona de contacto es muy pequeña y se puede suponer que el área de adhesión cubre toda la zona de contacto.

Todas estas teorías consideran que los cuerpos a analizar son casi-idénticos y que tienen un comportamiento hertziano. Estas dos suposiciones hacen que se simplifiquen mucho los cálculos. Si los dos cuerpos son casi-idénticos el problema normal y el problema tangencial se pueden dividir en dos problemas independientes, obteniendo del problema normal la fuerza normal y la forma de la zona de contacto, y del problema tangencial las fuerzas que se producen en el contacto.

Aunque la teoría lineal de Kalker es ampliamente utilizada en el mundo ferroviario para calcular la estabilidad lateral y las condiciones límite, sin embargo, para el caso de los

esfuerzos que aparecen en trayectorias curvas, hay que tener en cuenta sus limitaciones. Los resultados experimentales obtenidos sobre las fuerzas de interacción rueda-carril, muestran la necesidad de modelos más sofisticados que los anteriores. Además, existen casos en los que la aproximación del contacto de Hertz no es aceptable.

Para solventar estas limitaciones, Kalker desarrolló una teoría exacta que no poseía las limitaciones anteriores: es tridimensional, no lineal, exacta e incluye pseudo-deslizamientos longitudinales, laterales y de giro [32,33]. El problema de esta teoría es que es muy costosa computacionalmente. Para solventar este problema se han desarrollado otras teorías por Kalker y por otros autores [34,35,36,37,38,39].

A continuación se describirán las teorías de Jonson & Vermeulen y las de Kalker debido a que estas teorías son utilizadas por el programa de simulación ADAMS/Rail, programa de simulación utilizado para la realización de esta tesis. Estas teorías están basadas en los pseudos-deslizamientos que se producen en la zona de contacto rueda-rail y en la teoría de Hertz.

3.2.1. Concepto de pseudo-deslizamiento

El movimiento relativo entre dos cuerpos, cuando se utiliza la mecánica clásica, es clasificado en dos tipos:

- Rodadura pura sin deslizamiento.
- Deslizamiento puro. En este tipo de movimiento la fuerza tangencial entre los dos cuerpos alcanza el límite de fricción. Por debajo de este límite no se produce deslizamiento.

Sin embargo, diferentes estudios han descubierto un estado intermedio donde la elasticidad de los cuerpos, que están en contacto, permite dividir la zona de contacto en una zona de adhesión y en una zona de deslizamiento. De tal manera que, por debajo del valor límite de fricción, existe una cantidad finita de deslizamiento entre los dos cuerpos denominado pseudo-deslizamiento. Este deslizamiento es calculado a partir de sus velocidades relativas dividiendo por el valor medio de sus velocidades de giro para dar lugar a un término adimensional.

Los valores de los pseudo-deslizamientos longitudinal, lateral y de giro se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$\xi_x = \frac{\text{velocidad longitudinal real} - \text{velocidad longitudinal de rodadura pura}}{\text{velocidad longitudinal debido a la rodadura}} \quad \text{Ecuación 25}$$

$$\xi_y = \frac{\text{velocidad lateral real} - \text{velocidad lateral de rodadura pura}}{\text{velocidad lateral debido a la rodadura}} \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\psi = \frac{\text{velocidad angular del cuerpo superior} - \text{velocidad angular del cuerpo inferior}}{\text{velocidad nom. de rodadura}} \quad \text{Ecuación 27}$$

3.2.2. Problema normal. Teoría de Hertz

Cuando los materiales de dos sólidos en rodadura tienen características elásticas idénticas el problema normal es independiente del problema tangencial.

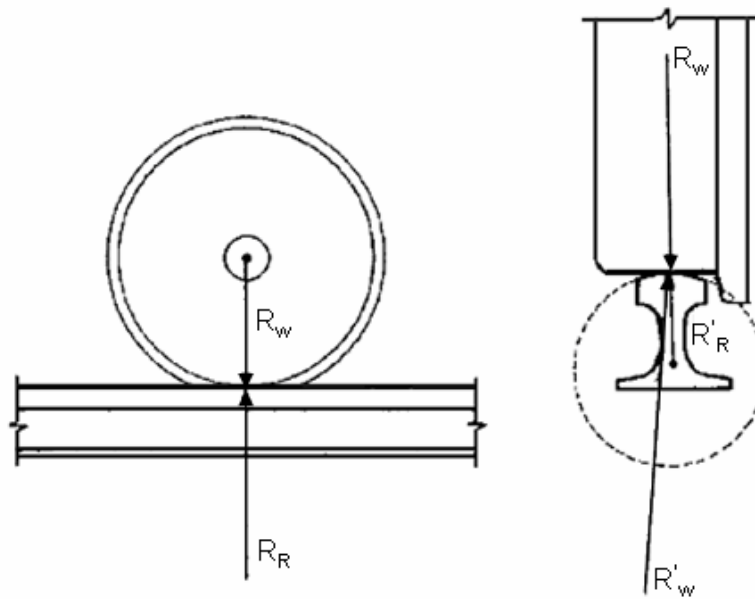


Figura 9. Radios de curvatura de la rueda y del carril.

En el caso de un vehículo ferroviario rodando sobre una vía, los materiales de las ruedas y del carril tienen propiedades elásticas análogas, por lo que se puede separar el problema normal del tangencial. De tal manera que, la fuerza normal y la forma de la zona de contacto se obtienen resolviendo el problema normal, y las fuerzas que se producen en el contacto se obtienen resolviendo el problema tangencial. En estas condiciones el problema normal se resuelve mediante la teoría de Hertz [40].

Hertz, guiado por las observaciones experimentales, consideró que la superficie de contacto entre dos superficies era elíptica de semiejes a y b de valores:

$$a = m \cdot \left[\frac{3 \cdot \pi \cdot N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3} \right]^{1/3}$$

Ecuación 28

$$b = n \cdot \left[\frac{3 \cdot \pi \cdot N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3} \right]^{1/3}$$

tal que:

$$K_1 = \frac{1 - \nu_w^2}{\pi \cdot E_w} \quad K_2 = \frac{1 - \nu_R^2}{\pi \cdot E_R}$$

Ecuación 29

$$K_3 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R'_w} + \frac{1}{R_R} + \frac{1}{R'_R} \right)$$

donde (ver Figura 9):

N es la fuerza normal total aplicada en la zona de contacto.

R_w es el radio de curvatura principal de la rueda.

R'_w es el radio de curvatura transversal principal del perfil de la rueda en el punto de contacto.

R_R es el radio de curvatura principal del carril en el punto de contacto.

R'_R es el radio de curvatura transversal principal del perfil del carril en el punto de contacto.

ν_w, ν_R son los coeficientes de Poisson de la rueda y del carril, respectivamente.

E_w, E_R son los módulos de Elasticidad de Young de la rueda y del carril, respectivamente.

m , n son dos coeficientes que dependen del ángulo θ y cuyos valores se obtienen de la Tabla 4, tal que:

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{K_4}{K_3} \right) \quad \text{Ecuación 30}$$

y

$$K_4 = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R'_w} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_R} + \frac{1}{R'_R} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{R_w} - \frac{1}{R'_w} \right) \cdot \left(\frac{1}{R_R} - \frac{1}{R'_R} \right) \cdot \cos(2 \cdot \vartheta) \right] \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde ϑ es el ángulo que forman los planos normales que contienen a las curvaturas $1/R_w$ y $1/R_R$.

Tabla 4. Valores de m y n en función de θ

θ (°)	m	n	θ (°)	m	n	θ (°)	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	3.731	0.493	70	1.284	0.802
2	23.26	0.1691	35	3.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	3.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Los valores de los semiejes, a y b , de la superficie de contacto dependen de la carga normal (N) que actúa sobre ella. Para calcular el valor de esta carga es necesario conocer la distribución de presiones que se tiene en la zona de contacto, de tal manera que luego integrando esta distribución a lo largo de toda esta superficie se obtiene el valor de la carga normal (N).

Hertz consideró que la distribución de presiones en una región elíptica venía dada por la siguiente expresión:

$$p(x, y) = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad \text{Ecuación 32}$$

Esta distribución de presiones es compatible con los desplazamientos normales que se producen en la superficie de contacto entre los dos cuerpos.

Conociendo la distribución de presión semi-elipsoidal y el volumen de una elipsoide, se puede obtener la carga total normal que está actuando, en función de la presión máxima (p_0):

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot p_0}{3} \quad \text{Ecuación 33}$$

3.2.3. Problema tangencial

3.2.3.1. Teoría de Johnson & Vermeulen

Esta teoría, desarrollada por Johnson en 1958, era una teoría tridimensional que analizaba el caso de dos esferas rodando una sobre otra. La superficie de contacto resultante era circunferencial en vez de rectangular que es como consideró Carter. Además, tuvo en cuenta los pseudo-deslizamientos longitudinal y transversal, pero no incluyó la influencia del pseudo-deslizamiento de giro.

En 1964 Johnson y Vermeulen extendieron esta teoría para un espacio en forma elíptica [28]. La superficie de contacto estaba dividida asimétricamente en dos regiones distintas: una zona de adhesión y otra de deslizamiento con formas elípticas cada una. Además, se consideró que el eje axial de la elipse de la zona de adhesión coincidía con el eje axial de la elipse de contacto, y que ambas elipses se tocaban en su punto más extremo, tal y como se muestra en la Figura 10.

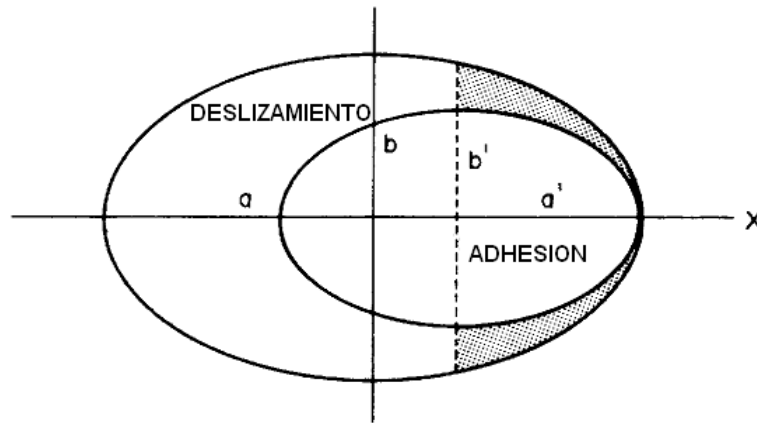


Figura 10. Elipse de adhesión y deslizamiento según Johnson & Vermeulen.

La fuerza tangencial $\mathbf{F}(F_x, F_y)$ obtenida según esta teoría es:

$$\frac{F}{\mu \cdot N} = \begin{cases} \frac{1}{\tau} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{3} \cdot \tau \right)^3 - 1 \right] \cdot (\xi \cdot i + \eta \cdot j) & \text{para } |\tau| \leq 3 \\ -\frac{1}{\tau} \cdot (\xi \cdot i + \eta \cdot j) & \text{para } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad \text{Ecuación 34}$$

donde:

$$\xi = \text{pseudo-deslizamiento longitudinal normalizado} = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot G}{\mu \cdot N \cdot \phi} \cdot \xi_x \quad \text{Ecuación 35}$$

$$\eta = \text{pseudo-deslizamiento lateral normalizado} = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot G}{\mu \cdot N \cdot \psi_1} \cdot \xi_y$$

$$\tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad \text{Ecuación 36}$$

y donde "a" es el semieje de la elipse en la dirección longitudinal y "b" es el semieje en la dirección transversal.

Debido a que la teoría de Johnson & Vermeulen no tiene en cuenta el efecto del giro, su uso está restringido al caso de pseudo-deslizamientos longitudinal y transversal puros, cuando no se tiene giro.

3.2.3.2. Teoría lineal de Kalker

En 1967 Kalker [31] desarrolló una teoría en la que consideraba que la relación entre las fuerzas de contacto tangenciales y los pseudo-deslizamientos era lineal.

Las relaciones lineales que Kalker establece para las fuerzas de contacto son:

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \psi$$

Ecuación 37

$$M_z = f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \psi$$

donde:

F_x es la fuerza debida al pseudo-deslizamiento longitudinal.

F_y es la fuerza debida al pseudo-deslizamiento lateral.

M_z es el momento debido al pseudo-deslizamiento de giro.

ξ_x es el pseudo-deslizamiento longitudinal.

ξ_y es el pseudo-deslizamiento lateral.

ψ es el pseudo-deslizamiento de giro.

f_{11}, f_{12}, f_{22} y f_{33} son los coeficientes de pseudo-deslizamiento definidos por Kalker como:

$$f_{11} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{22}$$

$$f_{12} = (a \cdot b)^{3/2} \cdot G \cdot C_{23}$$

Ecuación 38

$$f_{22} = (a \cdot b)^2 \cdot G \cdot C_{33}$$

$$f_{33} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{11}$$

tal que:

G es el módulo de rigidez combinado para los materiales de la rueda y el carril:

$$G = \frac{2 \cdot G_w \cdot G_R}{G_w + G_R} \quad \text{Ecuación 39}$$

C_{11} , C_{22} , C_{23} y C_{33} son los coeficientes de deslizamiento y de giro cuyos valores están tabulados [41] y dependen únicamente del módulo de rigidez (G) y del coeficiente de Poisson (ν) combinados para los materiales de la rueda y el carril:

$$\nu = \frac{G \cdot (G_w \cdot \nu_R + G_R \cdot \nu_w)}{2 \cdot G_w \cdot G_R} \quad \text{Ecuación 40}$$

G_w y G_R son los módulos de rigidez de los materiales de la rueda y el carril respectivamente.

ν_w y ν_R son los coeficientes de Poisson de los materiales de la rueda y el carril respectivamente.

La teoría lineal de Kalker sólo es válida cuando los pseudo-deslizamientos longitudinal, lateral y de giro son muy pequeños. Cuando esto ocurre, la zona de deslizamiento dentro de la zona de contacto es muy pequeña y se puede suponer que el área de adhesión cubre toda la zona de contacto.

Para considerar el caso de pseudo-deslizamientos grandes, Kalker [32,33] desarrolló la *Teoría Exacta* y lo implementó en el programa denominado CONTACT. El problema de

esta teoría es que requiere mucho coste computacional. Por esta razón, Kalker desarrolló otra teoría, denominada *Teoría Simplificada*, y la implementó en otro programa denominado FASTSIM [42], que es mucho más rápido pero que comete unos errores del 10-15% con respecto al programa CONTACT.

3.2.3.3. Teoría simplificada de Kalker

La teoría simplificada de Kalker se puede utilizar en el caso de que se tenga un contacto que se pueda aproximar por el modelo de Hertz y en el que los cuerpos que están en contacto sean casi-idénticos. Esta teoría tiene en cuenta la influencia del pseudo-deslizamiento longitudinal, lateral y de giro.

Debido a que se considera que los cuerpos son casi idénticos, Kalker dividió el problema del contacto rueda-carril en dos:

- El problema normal, que se resuelve empleando la teoría de Hertz.
- El problema tangencial, que se resuelve empleando la teoría simplificada.

Para desarrollar la teoría simplificada, Kalker consideró que la rueda y el carril eran dos cuerpos rígidos. Modelizó la superficie de contacto entre ellos como un conjunto de muelles situados en puntos discretos de las superficies, y supuso que la superficie de desplazamiento era un único punto que dependía sólo de la tracción en su superficie.

Las fuerzas debidas a los pseudo-deslizamientos que son obtenidas con esta teoría son:

$$F_x = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_x$$

Ecuación 41

$$F_y = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_y - \frac{\pi \cdot a^3 \cdot b}{4 \cdot L} \cdot \psi$$

La teoría lineal de Kalker es un caso particular de la teoría simplificada.

3.3. Modelo del TRD

Un vehículo ferroviario (o material rodante) consiste en una estructura y un chasis provisto de distintos equipos que comprende: órganos de rodadura, cajas de grasa, suspensión, órganos de tracción y choque, caja, frenos y accesorios.

Para llevar a cabo las simulaciones y determinar el gálibo cinemático y dinámico se ha modelizado un Tren Regional Diesel (TRD) en el programa ADAMS/Rail. Los datos introducidos en él son reales, pero por ser confidenciales no todos se pueden indicar en esta tesis. En la Figura 11 se muestra el TRD modelizado por el programa ADAMS/Rail.

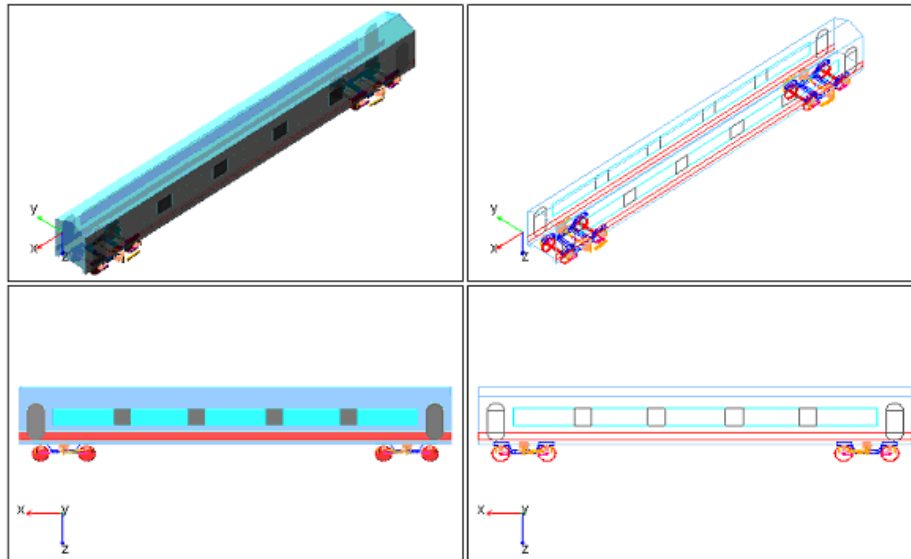


Figura 11. Modelo en ADAMS/Rail del TRD montado sobre bogies

En las siguientes secciones se procederá a caracterizar el vehículo indicando todos sus elementos.

3.3.1. Caja

La caja es el conjunto cerrado de los equipos necesarios para el funcionamiento del vehículo, donde se sitúan los pasajeros y la carga. La caja se apoya sobre los ejes o bogies mediante distintos elementos de suspensión.

3.3.2. Bogies

Un bogie se compone generalmente de dos ejes montados sobre un bastidor, que incorpora una suspensión propia llamada suspensión secundaria. También existe una suspensión colocada entre él y el bastidor que se llama suspensión primaria. La caja del vehículo queda unida al bastidor mediante el pivote.

Cada vagón del TRD está soportado por dos bogies, que contienen dos ejes de ruedas (ejes calados) cada uno. En la Figura 12 se muestran los elementos que contiene el bogie. Este está formado por la suspensión primaria y secundaria, las cajas de grasa y los ejes calados.

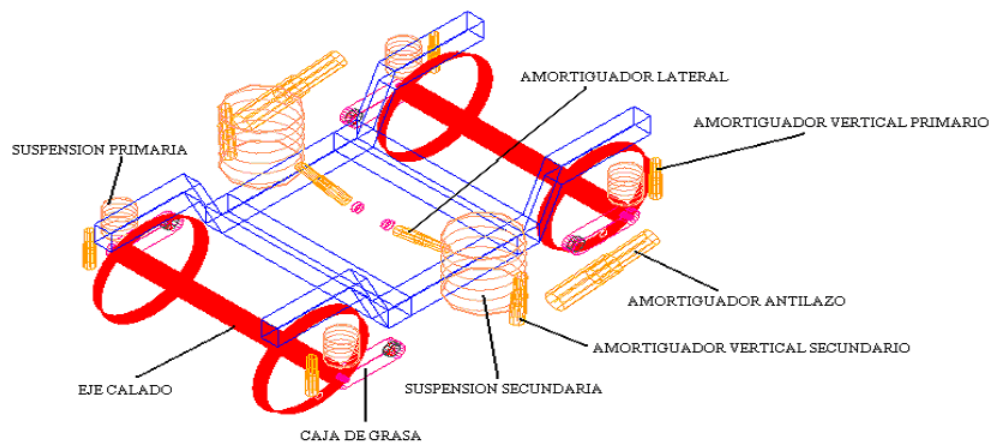


Figura 12. Esquema de un Bogie

3.3.3. Caja de grasa

Para asegurar la unión entre los ejes y el bogie, y facilitar la rodadura de los ejes se dispone de un elemento llamado caja de grasa colocado entre el eje de las ruedas y el bastidor. La caja de grasa permite transmitir los esfuerzos de frenado desde los ejes a la masa del vehículo y lubricar las partes metálicas disminuyendo el rozamiento y el calentamiento del eje.

3.3.4. Eje calado

La determinación del contorno exterior máximo de un vehículo ferroviario, es decir, su gálibo de material, requiere la profundización en el conocimiento de la unidad básica de un

vehículo ferroviario convencional, el eje calado. Este consiste en dos ruedas fijas unidas por un eje común (Figura 13), lo que determina que ambas ruedas tengan la misma velocidad angular y mantengan una distancia constante entre ellas. Las ruedas del eje calado comienzan su vida con bandas de rodadura puramente cónicas, típicamente 1/20 ó 1/40. Estas bandas de rodadura se desgastan rápidamente en servicio, de forma que pasan a tener una curvatura en dirección transversal.

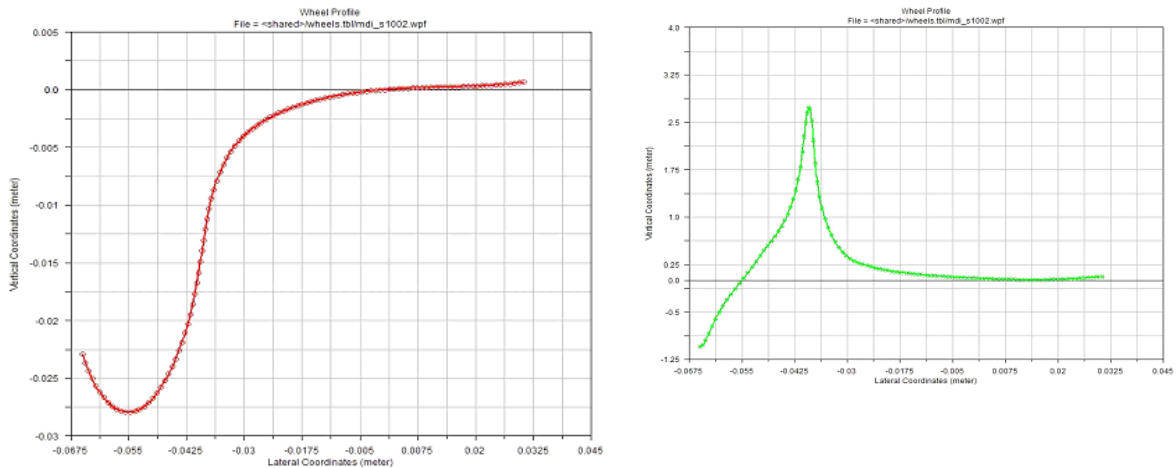


Figura 13. Eje calado modelado con el programa ADAMS/Rail

La conicidad de la banda de rodadura en las ruedas se estableció ya en 1821 por George Stephenson en su *Observations on Edge and Tram Railways* proponiendo que la forma de los bordes de las ruedas tuviera conicidad positiva (3/16 de pulgada en términos de diámetro), indicando los efectos que producía en el guiado los ejes calados, en particular su movimiento de oscilación cinemática provocado por la mencionada conicidad. Brunel en 1938 indicó que las ruedas deberían ser cónicas con el radio más pequeño en el borde exterior. Además, deberían encontrarse fijas al eje, de tal manera que si algo las desplaza hacia uno de los lados una rueda gira sobre una circunferencia más grande que la otra, introduciéndose una tendencia para devolverla a su estado de giro inicial. De esta forma el vehículo se mantiene siempre en el centro de la vía.

Todos estos desarrollos e ideas son el origen de las numerosas investigaciones que se han realizado y se están realizando en el campo ferroviario en relación a los perfiles definitivos que tienen que tener tanto la banda de rodadura de la llanta de los vehículos ferroviarios como la de la cabeza de los carriles. Su importancia reside en que estos perfiles determinan el guiado de los vehículos y por lo tanto su situación espacial en cada punto del trazado de una línea ferroviaria influyendo en la determinación del galibo.

Para la realización de esta tesis se ha elegido como perfil de la banda de rodadura de las ruedas el que se muestra en la Figura 14. Este perfil es el perfil típico que se utiliza en los vehículos ferroviarios.



a) Perfil de la rueda

b) Derivada del perfil de la rueda

Figura 14. Perfil de rueda utilizado en las simulaciones

3.3.5. Suspensión primaria

Situado entre los ejes y el bastidor del bogie, se encuentra el sistema de suspensión primaria (Figura 15). La suspensión primaria se encarga de filtrar las pequeñas vibraciones producidas por las irregularidades transmitidas desde la vía hasta las ruedas, evitando que dicha vibración influya en los demás sistemas del vehículo.

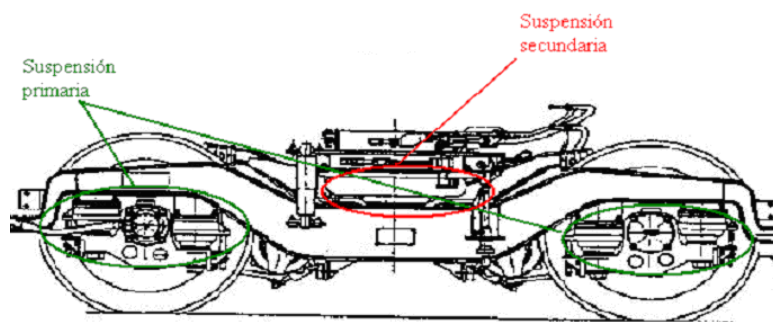


Figura 15. Bogie completo con los sistemas de suspensión

Además del filtrado, la suspensión primaria asegura un correcto reparto de pesos sobre las ruedas, evitando de esta forma la pérdida de contacto entre ambas, que podría desencadenar grandes inestabilidades.

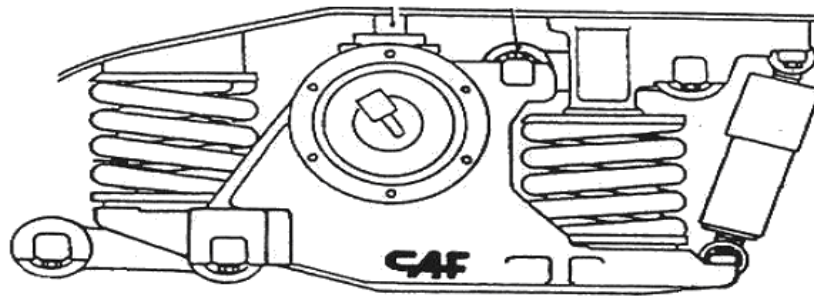


Figura 16. Suspensión primaria

Para implementar la suspensión primaria en vehículos normales, se recurre a un conjunto de muelle helicoidal más amortiguador por cada extremo de eje (Figura 16). De esta forma, el muelle helicoidal proporciona libertad de movimiento con cierta rigidez, entre sus extremos, mientras que la misión del amortiguador reside en amortiguar los movimientos producidos, oponiéndose al cambio de estado, lo cual se traduce en una liberación de la energía generada en el movimiento, convirtiéndola en calor. Para guiar longitudinal y transversalmente el conjunto, se dispone de dos bielas colocadas en diferentes puntos.

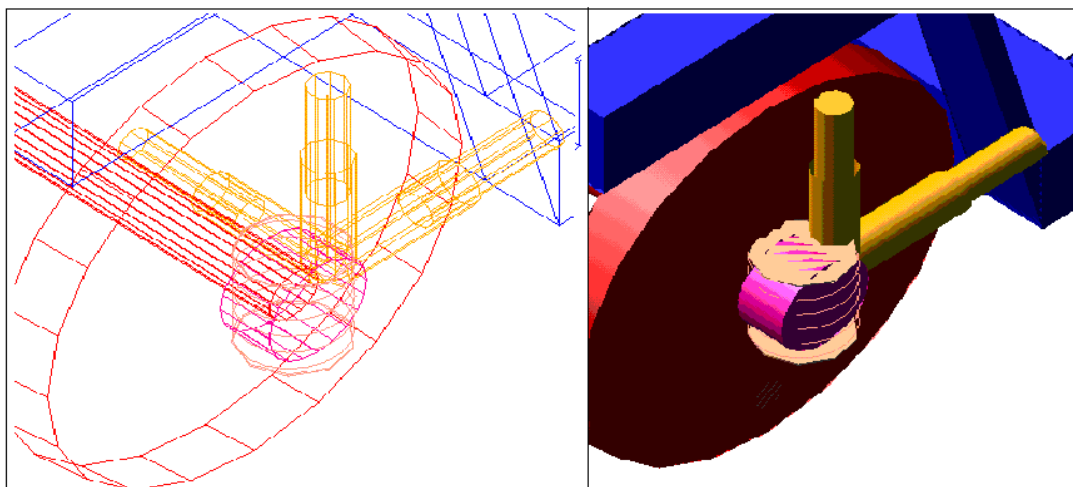


Figura 17. Suspensión primaria modelada con ADAMS/Rail

En la Figura 17 se muestra la suspensión primaria modelada mediante el programa ADAMS/Rail. En la Tabla 5 se muestran los valores de los elementos de la suspensión primaria de un TRD.

Tabla 5. Valores de la suspensión primaria de un TRD

Rigidez longitudinal por caja de grasa, K_{x1}	$35 \cdot 10^6$	[N/m]
Rigidez transversal por caja de grasa, K_{y1}	$7.5 \cdot 10^6$	[N/m]
Rigidez vertical por caja de grasa, K_{z1}	$1188 \cdot 10^3$	[N/m]
Amortiguamiento longitudinal, C_{x1}	10315.37	[N/(m/s)]
Amortiguamiento transversal, C_{y1}	159169.72	[N/(m/s)]
Amortiguamiento vertical, C_{z1}	14878.32	[N/(m/s)]

3.3.6. Suspensión secundaria

Al igual que entre los ejes y el bogie se aloja la suspensión primaria para filtrar las vibraciones generadas entre la rueda y el carril, es también necesario un sistema que se encargue de filtrar los movimientos del bogie respecto de la caja del vagón. Esta función la desempeña la suspensión secundaria. Para realizar esta función, la suspensión secundaria se aloja entre el bogie y la caja del vagón (Figura 15).

Existen dos tipos comunes de suspensión secundaria, compartiendo ambos el tipo de amortiguación. Sin embargo, la diferencia aparece en el elemento de rigidez, para el cual se puede disponer del muelle helicoidal común, o de un resorte neumático en forma de toroide:

- La configuración de resortes helicoidales contiene un grupo de ellos que proporciona flexibilidad vertical y lateral. Para incrementar la flexibilidad lateral se sitúan apoyos de caucho-metal en la base de los resortes helicoidales (Figura 18). La suspensión se completa mediante amortiguadores hidráulicos verticales y laterales.

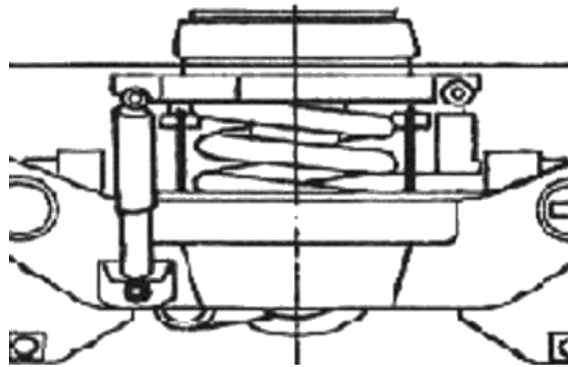


Figura 18. Suspensión secundaria con muelle helicoidal

- La configuración de resortes neumáticos, asegura la flexibilidad lateral y vertical mediante dichos resortes, en los que, el amortiguamiento vertical se consigue mediante un orificio de intercomunicación entre el balón y un depósito auxiliar, mientras que la amortiguación lateral se obtiene mediante el empleo de amortiguadores hidráulicos (Figura 19).

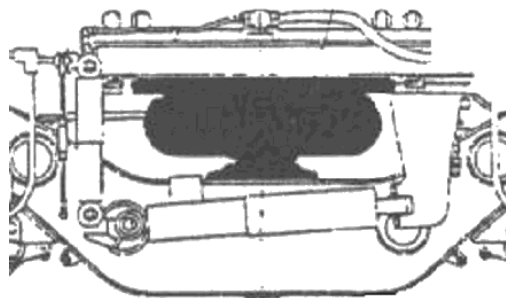


Figura 19. Suspensión secundaria con resorte neumático

El tipo de suspensión secundaria que utiliza un TRD es la de configuración de resortes helicoidales y los valores de los elementos que la componen se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6. Valores de la suspensión secundaria de un TRD

Rigidez longitudinal por grupo, K_{x2}	73904.78	[N/m]
Rigidez transversal por grupo, K_{y2}		[N/m]
Rigidez vertical por grupo, K_{z2}		[N/m]

Amortiguamiento longitudinal / grupo, C_{x2}	0	[N/(m/s)]
Amortiguamiento transversal / grupo, C_{y2}	0	[N/(m/s)]
Amortiguamiento vertical / grupo, C_{z2}	0	[N/(m/s)]
Datos de los resortes de emergencia de la secundaria neumática		
Rigidez resorte de emergencia	$3.020.403+22,34 \cdot Q_{z2}$	[N/m]
Datos de la barra de torsión (1 por bogie)		
Rigidez, K_{BT}	$5 \cdot 10^6$	[N·m/rad]
Datos del arrastre (1 resorte a cada lado del bogie)		
Rigidez arrastre / lado, K_{AR}	$21 \cdot 10^5$	[N/m]
Amortiguamiento, C_{ar}		[N/(m/s)]
Amortiguadores transversales (2 por bogie)		
Amortiguamiento transversal, C_{t2}	$30 \cdot 10^3$	[N/(m/s)]
Rigidez de amortiguador, K_{t2}	0	[N/m]
Amortiguadores verticales (2 por bogie)		
Amortiguamiento vertical, C_{v2}	$20 \cdot 10^3$	[N/(m/s)]

Las oscilaciones laterales y verticales producidas son filtradas por esta etapa de la suspensión, por lo que se necesita que ésta tenga una flexibilidad elevada, en comparación con la suspensión primaria.

Las frecuencias naturales de vibración quedan en torno a 1 Hz cuando se tiene en consideración el amortiguador vertical, mientras que las frecuencias características de los amortiguadores laterales suelen estar cerca de los 0.7 Hz. Según se verá mas adelante, dicha frecuencia, para un TRD, se sitúa en torno a los 0,65 Hz.

3.3.7. Modelo de la vía

Definir los parámetros geométricos de la vía es otro de los puntos fundamentales antes de simular el comportamiento del vehículo ferroviario. La vía que se va a emplear en la simulación está formada por tres tramos: un primer tramo recto de 50 m de longitud, un segundo tramo de 50 m de longitud que corresponde a la curva de transición; y un último tramo de 300 m de longitud formado por una curva de 250 m de radio. La longitud total de la vía elegida es, por tanto, de 400 m.

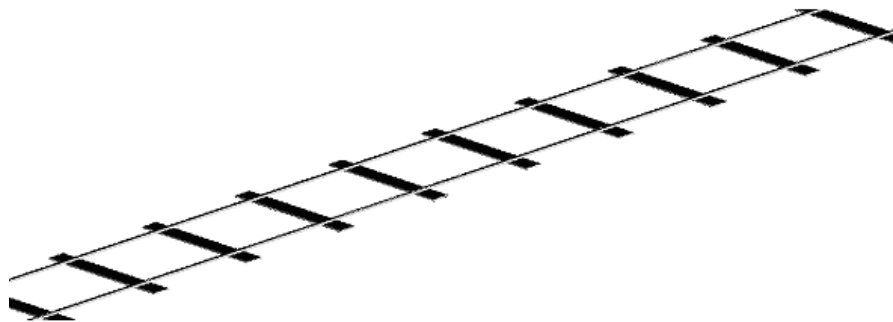


Figura 20. Sección de la vía

La curvatura vista en planta quedará definida de la siguiente manera:

- Tramo recto: no hay curvatura.
- Curva de transición: la curvatura aumenta linealmente desde cero hasta el valor final de $4 \cdot 10^{-3}$ (radio final de 250m)
- Curva final de 250m de radio: curvatura constante de $4 \cdot 10^{-3}$.
- La vía utilizada carece de irregularidades. Se ha elegido esta opción, debido a que, para el cálculo del gálibo cinemático, no se tienen en cuenta las posibles irregularidades que pueda presentar la vía.
- Otro parámetro que define la vía es la trayectoria del ángulo de peralte que permite definir el peralte que va a tener la vía a lo largo de toda la trayectoria. En el mundo

ferroviario se denomina peralte a la diferencia de cota entre los dos carriles en un plano normal al eje de la vía. Los objetivos esenciales del peralte son los siguientes:

- Compensar total o parcialmente la fuerza centrífuga que se origina por la circulación en curva.
- Equilibrar la distribución de cargas entre ambos carriles para reducir el desgaste de los mismos y del material rodante; así como para mantener el confort de los viajeros.

Las características elásticas del material del carril son los valores que vienen definidos por defecto en el programa ADAMS/Rail para el acero:

- E = Módulo de Elasticidad = $210 \cdot 10^9$ N/m.
- ν = Coeficiente de Poisson = 0.27.

Para calcular el gálibo dinámico, se seguirán las indicaciones que marca la UIC, es decir, se realizarán las simulaciones para una curva de 250 m de radio con una insuficiencia de peralte de 50 mm. La vía utilizada tendrá las siguientes características:

- Tramo recto: peralte nulo.
- Curva de transición: peralte que va incrementándose linealmente desde cero hasta un valor de 160 mm.
- Curva de 250 m de radio: peralte constante de 160 mm.

El valor del gálibo dinámico obtenido de las simulaciones con estas condiciones será luego comparado con el gálibo cinemático obtenido según indica la UIC.

Capítulo 4

Gálibo estático

4.1. Introducción

En este capítulo se muestran las expresiones necesarias para calcular el gálibo estático según indica la UIC. Esta normativa sólo tiene en cuenta el comportamiento cuasi-estático del vehículo ferroviario, en el Capítulo 6 se considera el comportamiento dinámico del vehículo (gálibo dinámico). En primer lugar se van a presentar las normas de aplicación dadas por la UIC. A continuación, y empleando estas normas de aplicación, se calculará el gálibo estático para un vehículo TRD.

Para evaluar el contorno de referencia del gálibo estático hay que calcular los siguientes parámetros:

- Los desplazamientos (D).
- Los salientes (S).
- Las reducciones internas (E_i) y externas (E_a).

4.2. Normas de aplicación

La definición de gálibo dada por la UIC establece que el gálibo es un contorno más unas normas de aplicación. En este apartado se van a mostrar las expresiones dadas por la norma para calcular su valor.

Según la normativa de las fichas 505.1, 505.2, 505.3, 505.4 y 505.5 de la UIC, el Departamento de Material debe calcular los vehículos de modo que se inscriban dentro del contorno de referencia, tanto en recta como en curva de radio 250 m, teniendo en cuenta:

- Los desgastes y holguras máximos existentes entre la caja del vehículo y el bogie, entre el bogie y el eje montado, y entre el eje montado y la vía.
- Los desplazamientos verticales del vehículo debidos a las suspensiones.
- Las disimetrías de construcción o por carga desigualmente repartida que sean superiores a 1°.
- Los desplazamientos cuasi-estáticos producidos por una insuficiencia o exceso de peralte de 0.050 m con una souplesse de 0.4. En el caso de que los vehículos tuviesen una souplesse mayor de 0.4, la sección de construcción de los vehículos se debería reducir de forma que el desplazamiento cuasi-estático de la caja del vehículo no superase la sección calculada con una souplesse de 0.4.

Para calcular la inscripción en curva de radio 250 m, las cotas horizontales de semiancho que figuran en el contorno de referencia se incrementarán en los salientes. Sin embargo, no se tendrá en cuenta por el Departamento de Material para el cálculo del gálibo estático (aunque sí se tendrá en cuenta por el Departamento de Obras e Instalaciones):

- Un exceso de desplazamiento lateral respecto a la posición media en vía, debido a una insuficiencia o exceso de peralte comprendido entre 0,05 m y el máximo posible en cada caso. Para su cálculo se tendrá en cuenta que el máximo coeficiente de

souplesse permitido por Obras e Instalaciones es de 0.4 y que el centro de balanceo se encuentra a una altura de 0.5 m.

- La disimetría de hasta 1° debida a tolerancias de construcción y reglaje, o posible reparto desigual de la carga.
- Las oscilaciones laterales originadas de forma aleatoria por interacción dinámica entre el material rodante y la vía, en función del estado de conservación de la vía.
- Los desplazamientos de la vía y efectos geométricos y dinámicos debidos a defectos de nivelación o peralte de la vía, respecto a su valor teórico.
- Los desplazamientos geométricos verticales debidos a su inscripción en cambios de rasante (radios de acuerdo verticales).
- Los márgenes de seguridad.

4.3. Expresiones del desplazamiento (D)

En esta sección se muestran las expresiones del desplazamiento (D) utilizando las reglas de aplicación descritas en el apartado anterior. Para ello, se va a dividir la expresión del desplazamiento en dos términos. El primer término considerará los desplazamientos debidos a los desplazamientos geométricos y a las holguras laterales. El segundo término considerará los desplazamientos cuasiestáticos debidos al peralte, coeficiente de souplesse y disimetría.

4.3.1. Desplazamientos geométricos y holguras laterales.

El desplazamiento debido al desplazamiento geométrico y a las holguras laterales (j, q, w) cuando el vehículo ferroviario está montado sobre bogies y circula por un tramo de vía de radio R, viene dado por la siguiente expresión:

$$D_1 = dg + A \cdot j + B \cdot q + C \cdot w = dg + A \cdot \frac{1-d}{2} + B \cdot q + C \cdot w \quad \text{Ecuación 42}$$

Los coeficientes A, B y C se denominan coeficientes de inscripción y dependen de si el desplazamiento se produce en la zona interna o en la zona externa de la curva en las secciones más desfavorables (ver Figura 2). Si el desplazamiento se produce en la zona interna:

$$D_{il} = dg_i + \frac{l-d}{2} + q + w = \frac{n \cdot a - n^2 + \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \frac{l-d}{2} + q + w \quad \text{Ecuación 43}$$

y si se produce en la zona externa:

$$\begin{aligned} D_{al} &= dg_a + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot \frac{l-d}{2} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot q + \left(\frac{n+a}{a} \right) \cdot w = \\ &= \frac{n \cdot a + n^2 - \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot \frac{l-d}{2} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot q + \left(\frac{n+a}{a} \right) \cdot w \end{aligned} \quad \text{Ecuación 44}$$

4.3.2. Desplazamientos cuasiestáticos

Los desplazamientos cuasiestáticos tienen en cuenta los efectos de la suspensión del vehículo y la existencia de disimetría de más de 1°. El desplazamiento lateral que sufre un punto situado a una altura "h" debido al efecto de las suspensiones es:

$$z = s \cdot \frac{(I \text{ ó } E)}{l} \cdot (h - h_c) \quad \text{Ecuación 45}$$

donde "l" es la distancia entre los centros de las elipses de contacto de la interrelación rueda-carril del eje montado en el plano de rodadura. En esta tesis se van a tomar ancho ibérico para la vía, por lo que en este caso su valor será de $l = 1735$ mm.

Por otra parte, el desplazamiento lateral de un punto situado a una altura "h" debido a la disimetría (η_o) mayor de 1° es:

$$tg[\eta_o - 1]_{>0} \cdot (h - h_o) \quad \text{Ecuación 46}$$

donde el símbolo $[]_{>0}$ significa que se toma su valor si es positivo y el valor cero si es negativo o nulo.

Sumando ambos desplazamientos laterales se obtienen los desplazamientos laterales debidos a los desplazamientos cuasiestáticos (z):

$$z = \left(s \cdot \frac{(I \text{ ó } E)}{l} + tg[\eta_o - 1]_{>0} \right) \cdot (h - h_o) \quad \text{Ecuación 47}$$

4.3.3. Desplazamientos totales

El desplazamiento lateral total que sufre un vehículo cuando entra en una curva es la suma de los desplazamientos obtenidos en las dos secciones anteriores. Este desplazamiento lateral se tiene que calcular en las dos secciones más desfavorables que son en la zona interior y exterior de la curva, es decir, centro y extremo del vehículo. Por tanto, el desplazamiento lateral total en la zona exterior es:

$$D_a = D_{la} + z = \frac{n \cdot a + n^2 - \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot \frac{l-d}{2} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot q + \left(\frac{n+a}{a} \right) \cdot w + z \quad \text{Ecuación 48}$$

y en la zona interior es:

$$D_i = D_{il} + z = \frac{n \cdot a - n^2 + \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \frac{l-d}{2} + q + w + z \quad \text{Ecuación 49}$$

4.4. Expresiones de los salientes

Los salientes para el caso de que el vehículo circule por una vía de ancho español y una curva de 250 m para las secciones tanto internas como externas son (ver Tabla 3):

$$S = S_i = S_a = \frac{3.75}{R} + \frac{l-1.668}{2} \quad \text{Ecuación 50}$$

Este valor es tanto para las secciones internas como externas del vehículo.

4.5. Expresiones de las reducciones (E).

Las reducciones se obtienen de restar el valor de los salientes (S) a los desplazamientos calculados (D):

$$E = D - S \quad \text{Ecuación 51}$$

Se definen dos tipos de reducciones:

- Reducciones internas (E_i) o aquellas reducciones calculadas para las secciones de los vehículos comprendidas entre los ejes extremos o entre los pivotes de los vehículos montados sobre bogies:

$$E_i = \frac{n \cdot a - n^2 + \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \frac{l - d}{2} + q + w + z - S \quad \text{Ecuación 52}$$

- Reducciones externas (E_a) o aquellas reducciones calculadas para las secciones más allá de los ejes extremos o de los pivotes, si el vehículo está montado sobre bogies.

$$E_a = \frac{n \cdot a + n^2 - \frac{p^2}{4}}{2 \cdot R} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot \frac{l - d}{2} + \left(\frac{2 \cdot n + a}{a} \right) \cdot q + \left(\frac{n + a}{a} \right) \cdot w + z - S \quad \text{Ecuación 53}$$

Los valores de z y S han sido definidos anteriormente.

4.6. El gálbo estático o de construcción de material

Cuando hay que construir un nuevo vehículo ferroviario, el punto de partida será el gálbo cinemático o de referencia. A partir de este gálbo y en función de los parámetros de fabricación del vehículo ferroviario (peso, posición del centro de gravedad, rigideces de muelles, durezas de las suspensiones, etc.) se calculará el gálbo estático o de construcción de material.

De esta forma, se puede conocer cuales son los límites que se pueden alcanzar en el diseño del vehículo y se pueden ir ajustando los parámetros en función de las necesidades (espacio, confort, velocidad, etc.). En este caso, la fórmula que hay que utilizar es:

$$\text{GÁLBO ESTÁTICO} = \text{CONTORNO DE REFERENCIA} - E \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde el contorno de referencia es proporcionado por los responsables de la Administración de la Infraestructura Ferroviaria.

4.7. Cálculo del gálibo estático o de construcción de material para un TRD

En esta sección se calcula el valor del gálibo estático, es decir, según indica la UIC, para el caso de un vehículo TRD circulando por una vía de ancho RENFE con una curvatura de radio 250 m y una insuficiencia o exceso de peralte de 50 mm.

4.7.1. Desplazamientos

Como ya se ha indicado anteriormente, para calcular el gálibo estático hay que determinar los siguientes desplazamientos:

- Desplazamientos debidos a los desplazamientos geométricos y a las holguras.
- Desplazamientos debidos a los desplazamientos cuasi-estáticos.

Estos desplazamientos se calculan para un ancho de vía nacional (1668 mm) y considerando una insuficiencia de peralte de 50 mm cuando el vehículo atraviesa una curva de radio 250 m, según indica la UIC.

Los desplazamientos geométricos, producidos por la inscripción del vehículo en curva, en las secciones más desfavorables del vehículo se obtienen de las ecuaciones 4 y 5, y sus valores se muestran en la Tabla 7. Se observa que el desplazamiento en la sección interior es superior al desplazamiento que se produce en la sección exterior.

Tabla 7. Desplazamientos geométricos del vehículo en las secciones más desfavorables

	Sección interior	Sección exterior
Empate del vehículo, a [m]	17.33	17.33
Distancia al pivote más próximo, n [m]	8.665	2.835
Empate del bogie, p [m]	2.7	2.7
Radio de curvatura de la vía, R [m]	250	250
Desplazamiento geométrico [mm]	153.8	110.7

El siguiente desplazamiento a calcular es el desplazamiento debido a las holguras laterales. Existen tres tipos de holguras laterales: la holgura entre la vía y la rueda (j), la holgura

entre los ejes y el bastidor del bogie (q), y la holgura entre el bastidor del bogie y la caja (w).

RENFE impone un valor máximo de holgura entre la vía y la rueda de valor $j=9$ mm. Para calcular el gálbo cinemático se tomará este valor porque es el que da lugar al caso más desfavorable, es decir, el mayor desplazamiento lateral. Los otros dos valores de las holguras laterales no se pueden obtener directamente y hay que calcularlas. Estas holguras tienen en cuenta el juego que existe entre los elementos de unión de los cuerpos y los desplazamientos producidos por la rigidez transversal de la suspensión. Es decir, el valor de la holgura lateral q se produce por el desplazamiento lateral de la suspensión primaria, mientras que el valor de la holgura w se produce por el desplazamiento lateral de la suspensión secundaria.

Para calcular estas holguras se considera un vehículo TRD, circulando por una curva de radio 250 m y una insuficiencia de peralte de 50 mm. En estas condiciones de circulación, la aceleración no compensada a la que está sometido el vehículo es (Ecuación 11):

$$\gamma' = \frac{g \cdot I}{l} = \frac{9.81 \text{ [m/s}^2\text{]} \cdot 50 \text{ [mm]}}{1668 \text{ [mm]}} = 0.29 \text{ m/s}^2$$

La suspensión primaria de un vehículo TRD está compuesta de 8 elementos que soportan entre todos un peso de 54996 kg. Por lo que, la fuerza debido a la aceleración no compensada a la que están sometidos es de valor:

$$F_{LNC} = m \cdot \gamma' = 54996 \text{ [kg]} \cdot 0.29 \text{ [m/s}^2\text{]} = 15948.84 \text{ N}$$

El caso más desfavorable es aquel en que todo este esfuerzo se emplea en desplazar lateralmente los elementos de la suspensión. Por ello, el desplazamiento lateral de la suspensión primaria que da el valor de q es el siguiente:

$$F_{LNC} = 8 \cdot K_y \cdot q \quad \textbf{Ecuación 55}$$

donde K_y es la rigidez lateral del muelle, que para la suspensión primaria toma el valor de $7.5 \cdot 10^6$ N/m. El valor del desplazamiento lateral debido a la suspensión primaria es $q = 0.27$ mm.

Para el cálculo de la holgura " w " se procede de la misma manera, aunque ahora este desplazamiento se debe a la suspensión secundaria. La suspensión secundaria de un vehículo TRD está formada por 4 elementos, soportando todos ellos un peso de 49996 Kg, por lo que, el valor de la fuerza debido a la aceleración no compensada a la que está sometida es ahora de 14498.84 N. El valor de la holgura lateral w , se obtiene de la siguiente expresión:

$$F_{LNC} = 4 \cdot K_y \cdot w \quad \text{Ecuación 56}$$

donde K_y es la rigidez lateral del muelle, que para la suspensión secundaria y para las condiciones de carga máxima toma el valor de $2.53 \cdot 10^5$ N/m. En este caso, la fuerza lateral no compensada, sólo incluye la provocada por el peso de la caja, pues la suspensión secundaria no soporta el peso de los ejes calados o de los bogies. Despejando de la ecuación anterior se obtiene el valor de $w = 14.32$ mm. En la Tabla 8 se muestran los resultados obtenidos para las holguras laterales.

Tabla 8. Holguras laterales

HOLGURAS LATERALES (mm)		
j	q	w
9.00	0.27	14.32

Debido a que el vehículo circula por una vía en curva y que su posición en ella no es en la posición media de la vía, las holguras laterales, calculadas previamente, han de ser multiplicadas por los coeficientes de inscripción que se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Coeficiente de inscripción

Cd	Cq	Cw
Sección interior		
1	1	1
Sección exterior		
$\frac{2 \cdot n + a}{a}$	$\frac{2 \cdot n + a}{a}$	$\frac{n + a}{a}$
1.327	1.327	1.164

Aplicando estos coeficientes de inscripción a los desplazamientos geométricos y a las holguras laterales, el desplazamiento total queda como sigue:

- Cálculo secciones externas:

$$D_a = dga + C_d \cdot d + C_q \cdot q + C_w \cdot w$$

$$D_a = 110.7 + (1.327 \cdot 9) + (1.327 \cdot 0.27) + (1.164 \cdot 14.32) = 139.67 \text{ mm}$$

- Cálculo sección intermedia:

$$D_i = dgi + C_d \cdot d + C_q \cdot q + C_w \cdot w$$

$$D_i = 153.80 + (1 \cdot 9) + (1 \cdot 0.27) + (1 \cdot 14.32) = 177.39 \text{ mm}$$

A estos desplazamientos hay que añadir los desplazamientos cuasiestáticos. Para ello hay que calcular el coeficiente de souplesse, la disimetría y la altura del centro de balanceo. El vehículo elegido para este proyecto es un vehículo diseñado simétricamente con todas sus masas centradas. Es por ello que, en este caso, el término de disimetría es cero.

El otro parámetro que hay que calcular es el coeficiente de souplesse cuyo valor se calcula mediante la Ecuación 18:

$$s = \frac{1}{\frac{2 \cdot K_{z1} \cdot b_1^2}{G_2 \cdot Z} - 1}$$

donde

$$Z = \frac{K_{z1}}{K_{z2}} \cdot \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \left[1 - \frac{G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_3}{2 \cdot c_1 \cdot b_1^2} \right] + h_2 + \frac{G_1}{G_2} \cdot h_1$$

Los valores de los parámetros para calcular el coeficiente de souplesse para un vehículo TRD son :

Peso de la etapa primaria $G_1 = 539511 \text{ N}$

Peso de la caja del vehículo (etapa secundaria) $G_2 = 490461 \text{ N}$

Altura del centro de gravedad de la masa del bastidor del bogie y la caja respecto de los ejes de las ruedas $h_1 = 1.18 \text{ m}$

Altura del centro de gravedad de la caja respecto de los ejes de las ruedas $h_2 = 1.35 \text{ m}$

Altura del punto superior de la suspensión secundaria respecto a la parte baja de la suspensión primaria $h_3 = 0.295 \text{ m}$

Distancia de la base de los resortes de la suspensión al eje de la caja (suspensión primaria) $b_1 = 1 \text{ m}$

Distancia de la base de los resortes de la suspensión al eje de las traviesas móviles (suspensión secundaria): $b_2 = 1 \text{ m}$

K_{z1} : rigidez de los resortes primarios sobre un lado del vehículo $= 4,75 \cdot 10^6 \text{ N/m}$

K_{z2} : rigidez de los resortes secundarios sobre un lado del vehículo $= 5,34 \cdot 10^5 \text{ N/m}$

Sustituyendo todos los datos se obtiene que el coeficiente de souplesse tiene un valor de $s=0.21$.

Por último, queda calcular la altura del centro de balanceo. El centro de balanceo, en este caso, es un dato, pues un vehículo TRD posee unas traviesas basculantes que proporcionan el movimiento de balanceo (un vehículo TRD tiene características pendulares) durante la marcha. La altura de este centro es de 1.6 m medida desde los carriles, y de 1.165 m si se toma como referencia los ejes de las ruedas.

Una vez definidos el coeficiente de souplesse y la altura del centro de balanceo, se pueden calcular los desplazamientos cuasiestáticos. Al igual que para los desplazamientos calculados anteriormente, el desplazamiento cuasiestático se calcula en las dos secciones más desfavorables, sección interior y sección exterior. Además, el caso más desfavorable

para la sección exterior es aquel que tiene una insuficiencia de peralte (I) máxima de 50 mm. Mientras que, para la sección interior, el desplazamiento más desfavorable se obtendrá cuando se tenga un exceso de peralte (E) de 50 mm. Las expresiones para son las siguientes:

$$z_i = s \cdot \frac{E}{l} \cdot (h - h_c) = 0.21 \cdot \frac{50}{1735} \cdot (h(\text{mm}) - 1600) = 0.006 \cdot (h(\text{mm}) - 1600)$$

$$z_a = s \cdot \frac{I}{l} \cdot (h - h_c) = 0.21 \cdot \frac{50}{1735} \cdot (h(\text{mm}) - 1600) = 0.006 \cdot (h(\text{mm}) - 1600)$$

donde h es la altura de la caja en el punto en el que se está calculando el desplazamiento lateral. Sumando todos los desplazamientos, el desplazamiento total para las dos secciones más desfavorable queda de la siguiente forma:

$$D_{Ta} = 139.67 + 0.006 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

$$D_{Ti} = 177.39 + 0.006 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

Ecuación 57

4.7.2. Salientes

Para el cálculo de los salientes, en las dos secciones más desfavorables, se emplea la expresión (Tabla 3):

$$S = S_i = S_a = \frac{3.75}{R} + \frac{l - 1.668}{2} = 15 \text{ mm}$$

donde $l=1.668$ m y $R=250$ m.

En la Tabla 10 se muestran los valores de los salientes calculados para el TRD.

Tabla 10. Salientes

S_i (mm)	S_a (mm)
15	15

4.7.3. Reducciones

Para calcular las reducciones hay que restar al valor de los desplazamientos los salientes obtenidos:

$$E = D - S$$

De este modo, las expresiones de las reducciones quedan:

$$E_a = 139.67 + 0.006 \cdot (h - 1600) - S = 124.67 + 0.006 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

$$E_i = 177.39 - 0.006 \cdot (h - 1600) - S = 162.39 - 0.006 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

En la Tabla 11 se muestran los valores de las reducciones en secciones externa e intermedia, calculados para el intervalo de alturas entre 1m y 4 m.

Tabla 11. Valores de las reducciones para distintas alturas en las secciones más desfavorables

Altura, h [mm]	Reducciones en la sección externa, E_a [mm]	Reducciones en la sección interna, E_i [mm]
4000	139.07	147.99
3900	138.47	148.59
3800	137.87	149.19
3700	137.27	149.79
3600	136.67	150.39
3500	136.07	150.99
3400	135.47	151.59
3300	134.87	152.19
3200	134.27	152.79
3100	133.67	153.39
3000	133.07	153.99
2900	132.47	154.59
2800	131.87	155.19
2700	131.27	155.79
2600	130.67	156.39
2500	130.07	156.99
2400	129.47	157.59
2300	128.87	158.19
2200	128.27	158.79
2100	127.67	159.39

2000	127.07	159.99
1900	126.47	160.59
1800	125.87	161.19
1700	125.27	161.79
1600	124.67	162.39
1500	124.07	162.99
1400	123.47	163.59
1300	122.87	164.19
1200	122.27	164.79
1100	121.67	165.39
1000	121.07	165.99

4.7.4. Gálbo estático

A partir de los valores del gálbo cinemático proporcionados por la UIC (Figura 21) para ancho de vía nacional, se procede a restar las reducciones para obtener el gálbo estático del vehículo, o lo que es lo mismo el máximo ancho del vehículo ferroviario en las condiciones de circulación indicadas anteriormente.

Las ecuaciones del gálbo estático en las dos secciones más desfavorables, externa e interna, viene dado por la siguiente expresión:

$$\text{Galibo estatico}_a = \text{Galibo}_a - E_a$$

$$\text{Galibo estatico}_i = \text{Galibo}_i - E_i$$

Ecuación 58

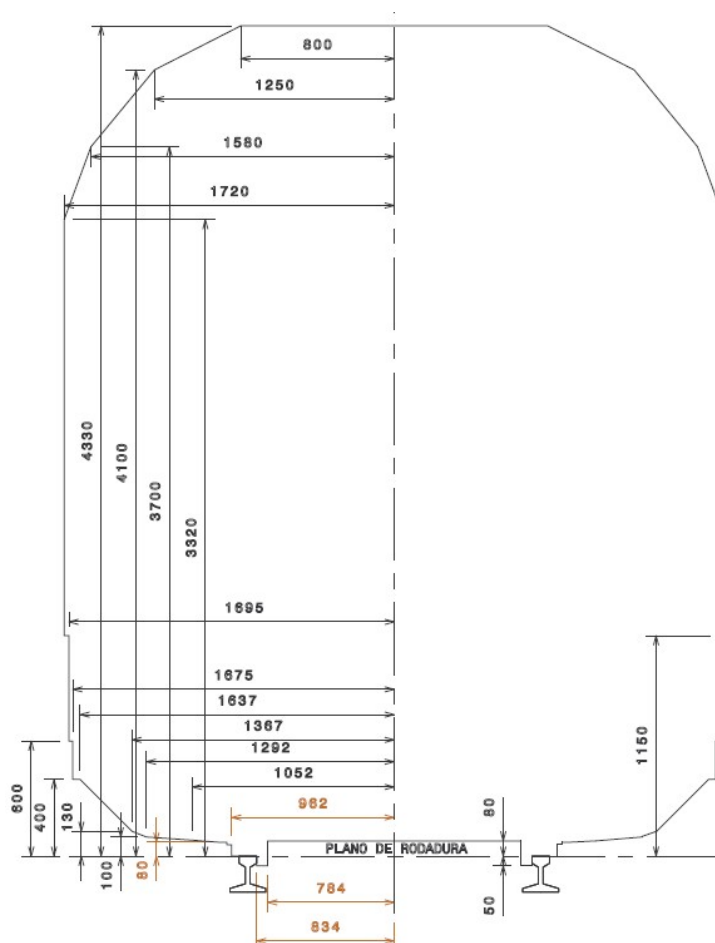


Figura 21. Gálibo cinemático RENFE, vía nacional

En la Tabla 12 se muestra el valor del gálibo estático para diferentes alturas en las dos secciones más desfavorables, sección externa y sección interna.

Tabla 12. Gálibo de construcción de material para diferentes alturas en las secciones más desfavorables

Altura, h [mm]	Gálibo cinemático [mm]	Sección externa		Sección interna	
		Reducciones, E_a [mm]	Gálibo de construcción de material [mm]	Reducciones, E_i [mm]	Gálibo de construcción de material [mm]
4000	1333	139.07	1193.93	147.99	1185.01
3900	1415	138.47	1276.53	148.59	1266.41
3800	1498	137.87	1360.13	149.19	1348.81
3700	1580	137.27	1442.73	149.79	1430.21
3600	1615	136.67	1478.33	150.39	1464.61
3500	1650	136.07	1513.93	150.99	1499.01
3400	1685	135.47	1549.53	151.59	1533.41
3300	1720	134.87	1585.13	152.19	1567.81

3200	1720	134.27	1585.73	152.79	1567.21
3100	1720	133.67	1586.33	153.39	1566.61
3000	1720	133.07	1586.93	153.99	1566.01
2900	1720	132.47	1587.53	154.59	1565.41
2800	1720	131.87	1588.13	155.19	1564.81
2700	1720	131.27	1588.73	155.79	1564.21
2600	1720	130.67	1589.33	156.39	1563.61
2500	1720	130.07	1589.93	156.99	1563.01
2400	1720	129.47	1590.53	157.59	1562.41
2300	1720	128.87	1591.13	158.19	1561.81
2200	1720	128.27	1591.73	158.79	1561.21
2100	1720	127.67	1592.33	159.39	1560.61
2000	1720	127.07	1592.93	159.99	1560.01
1900	1720	126.47	1593.53	160.59	1559.41
1800	1720	125.87	1594.13	161.19	1558.81
1700	1720	125.27	1594.73	161.79	1558.21
1600	1720	124.67	1595.33	162.39	1557.61
1500	1720	124.07	1595.93	162.99	1557.01
1400	1720	123.47	1596.53	163.59	1556.41
1300	1720	122.87	1597.13	164.19	1555.81
1200	1720	122.27	1597.73	164.79	1555.21
1100	1695	121.67	1573.33	165.39	1529.61
1000	1695	121.07	1573.93	165.99	1529.01

En la Figura 22 y la Figura 23 se representan gráficamente el gálibo estático o de construcción de material para las secciones externas y medias respectivamente.

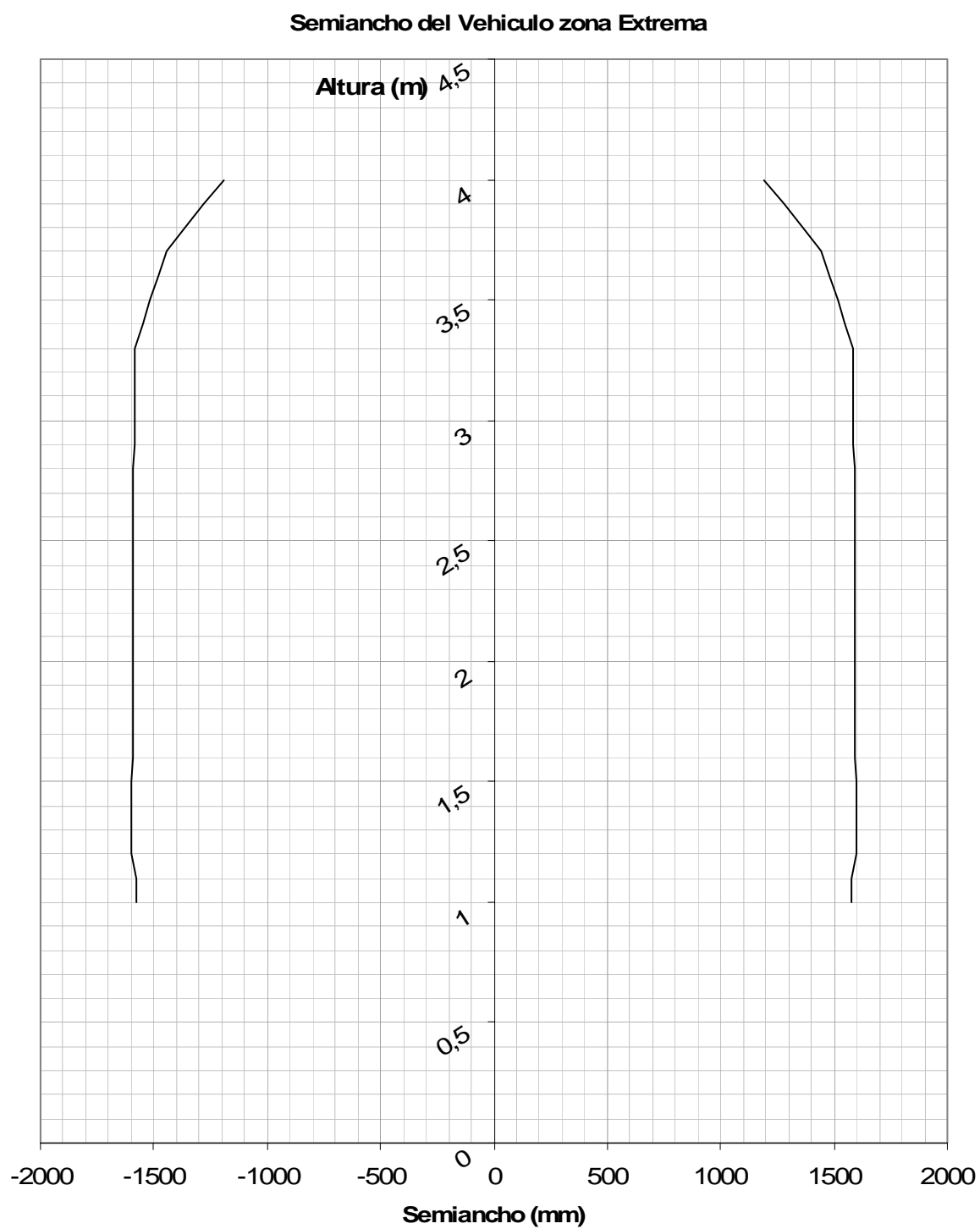


Figura 22. Gálibo de construcción de material para secciones externas

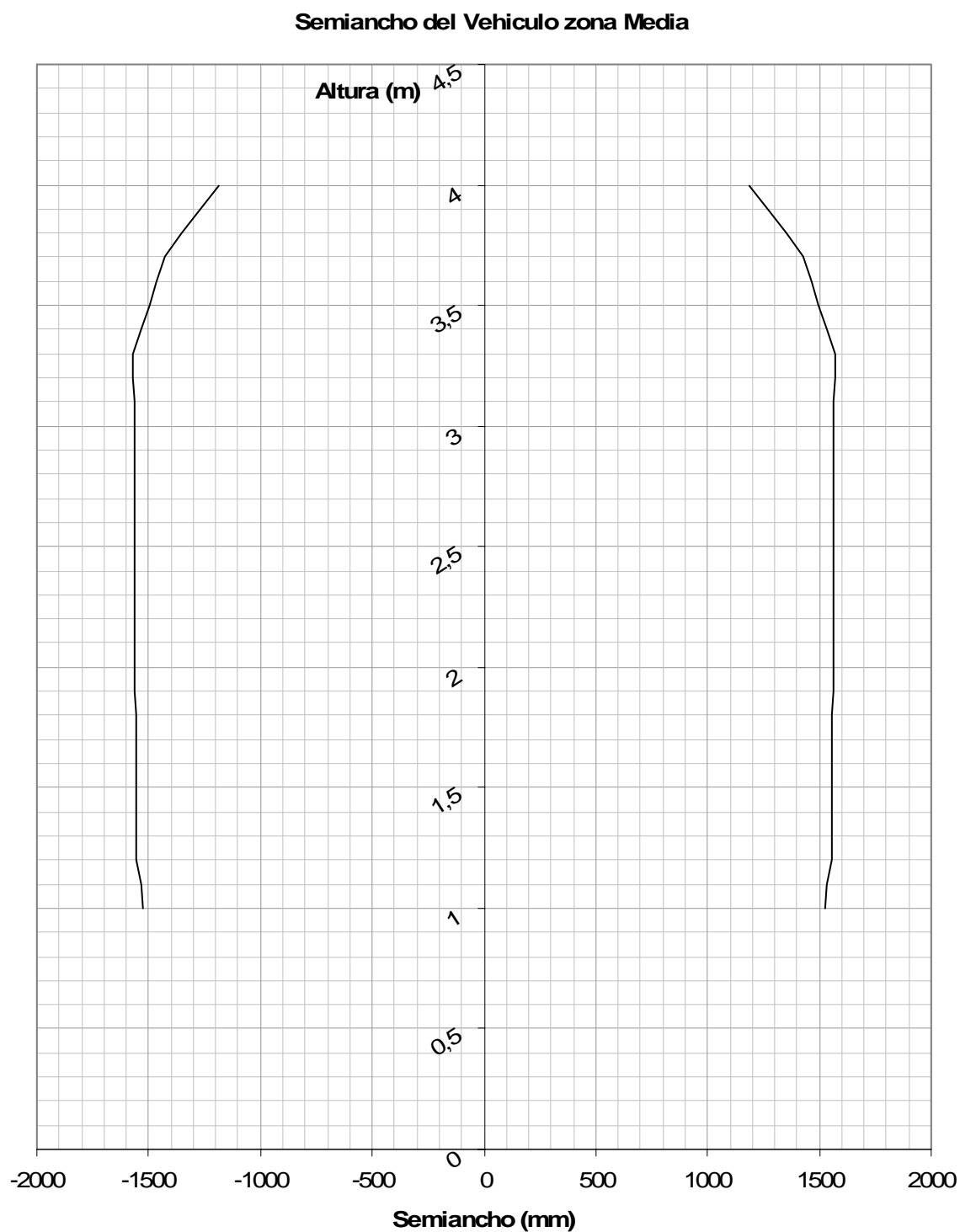


Figura 23. Gálibo de construcción de material para secciones medias

Capítulo 5

Análisis de precargas, lineal y de estabilidad

5.1. Introducción

Para poder calcular el galibo dinámico de un vehículo ferroviario es necesario realizar un análisis dinámico. Sin embargo, previo a él es conveniente llevar a cabo tres análisis para comprobar que el diseño del vehículo ferroviario se ha realizado de una manera correcta. Estos tres análisis son:

- **Análisis de precargas:** este análisis permite obtener los valores de las cargas en cada uno de los elementos del sistema de suspensión antes de empezar la simulación (las precargas). Mediante este análisis se pueden detectar problemas

derivados de configuraciones asimétricas, que producirían una distribución de cargas distintas en elementos que se consideran como iguales.

- **Análisis lineal:** mediante el cálculo de este análisis, se proporciona información sobre las frecuencias propias de vibración y los modos propios de vibración del vagón, así como las capacidades de amortiguamiento del sistema de cada una de las frecuencias propias.
- **Análisis de estabilidad:** este análisis estudia la estabilidad del vagón proporcionando información acerca de la velocidad crítica en la que el sistema pasa de estable a inestable. De esta forma, en vehículos de nueva concepción, es posible conocer si se pueden adecuar a unas condiciones de uso determinadas.

5.2. Análisis de precargas

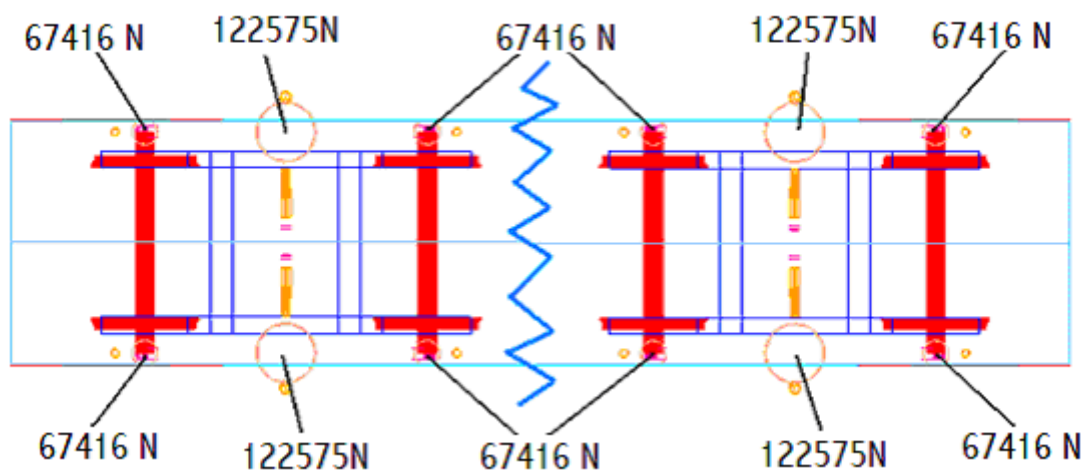
Este análisis calcula las fuerzas de precarga en los elementos de suspensión del vehículo. Este análisis se emplea fundamentalmente para comprobar que la configuración del modelo del vehículo es igual que la configuración del vehículo real.

ADAMS/Rail calcula las fuerzas de precarga de acuerdo a la distribución de masas que se le ha dado al modelo y, una vez obtenidas, las aplica directamente a cada elemento de la suspensión. Puede ocurrir que después de realizar este análisis y que se hayan aplicado las precargas en cada uno de los elementos de la suspensión, la simetría del modelo desaparezca. Un mal reparto de las masas hace que unos elementos de la suspensión se carguen más que otros y la simetría, que poseía el vehículo antes de realizar el análisis, se rompa. Aparece lo que se denomina *disimetría*.

El modelo de simulación que se ha elegido para realizar esta tesis, se ha construido de modo que no exista ninguna masa descentrada y con todos los elementos colocados de manera simétrica. En la Tabla 13 y en la Figura 24 se muestran los valores numéricos obtenidos del análisis de precargas para la suspensión primaria y secundaria de los dos bogies que componen el vagón.

Tabla 13. Resultados numéricos del análisis de precargas

nº	Elemento de la Suspensión	Carga
1	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uer_front_PS' T_PRELOAD_Z_1	67416.2 [Kg]
2	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uel_front_PS' T_PRELOAD_Z_2	67416.2 [Kg]
3	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uer_rear_PS' T_PRELOAD_Z_3	67416.2 [Kg]
4	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uel_rear_PS' T_PRELOAD_Z_4	67416.2 [Kg]
5	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uer_SS' T_PRELOAD_Z_5	122575.0 [Kg]
6	'.TRD_carga_max.trd_bogie_del.uel_SS' T_PRELOAD_Z_6	122575.0 [Kg]
7	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uer_front_PS' T_PRELOAD_Z_7	67416.2 [Kg]
8	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uel_front_PS' T_PRELOAD_Z_8	67416.2 [Kg]
9	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uer_rear_PS' T_PRELOAD_Z_9	67416.2 [Kg]
10	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uel_rear_PS' T_PRELOAD_Z_10	67416.2 [Kg]
11	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uer_SS' T_PRELOAD_Z_11	122575.0 [Kg]
12	'.TRD_carga_max.TRD_bogie_tras.uel_SS' T_PRELOAD_Z_12	122575.0 [Kg]

**Figura 24. Valores obtenidos del análisis de precarga para la suspensión primaria y secundaria**

A la vista de los resultados, se puede decir que las masas se distribuyen simétricamente y, por lo tanto, el vehículo es simétrico. Esto implica que a la hora de calcular el galíbo dinámico habrá que anular el efecto de la disimetría en la obtención de los desplazamientos.

5.3. Análisis lineal

El programa ADAMS/Rail permite realizar un análisis lineal del vehículo modelizado. Si bien no es un análisis necesario para el cálculo del galibo dinámico, resulta conveniente realizar un análisis lineal previo al análisis no lineal. Esto es debido a que permite obtener el análisis modal del modelo del vagón, o lo que es lo mismo, obtener los autovalores, los modos propios de vibración del sistema y las frecuencias a las que se producen.

En general, las ecuaciones que definen la respuesta dinámica del sistema no son marcadamente lineales, aunque un análisis lineal caracterizará el comportamiento del sistema. Las causas de no-linealidad en el análisis dinámico de vehículos ferroviarios resultan muy diversas, pero entre las más importantes se encuentran las siguientes:

- Grandes desplazamientos relativos producidos entre diferentes componentes del vehículo.
- Comportamiento no lineal de determinados componentes de la suspensión.
- Contacto rueda-carril.

De una forma muy general, las ecuaciones dinámicas del vehículo pueden expresarse de la siguiente manera:

$$f(X, X', X'') = U(t) \quad \text{Ecuación 59}$$

En esta expresión el primer término es un vector de fuerzas que depende de los desplazamientos, las velocidades y las aceleraciones asociados a los grados de libertad del vehículo (gdl), y $U(t)$ es el vector de excitaciones exteriores. Las excitaciones exteriores pueden deberse a fuerzas externas, irregularidades del terreno, entradas de dirección o a la trayectoria que debe seguirse debido a los carriles.

Si se consideran pequeños desplazamientos alrededor de una posición de equilibrio y se desarrolla en serie de Taylor hasta primer orden, la ecuación anterior se transforma en:

$$f(X_0, X_0', X_0'') + \frac{\partial f}{\partial X} \cdot \Delta X + \frac{\partial f}{\partial X'} \cdot \Delta X' + \frac{\partial f}{\partial X''} \cdot \Delta X'' = U_0 + \Delta U(t) \quad \text{Ecuación 60}$$

donde (X_0, X_0', X_0'') es la posición de equilibrio. Como la posición de referencia es una posición de equilibrio, la ecuación anterior se reduce a:

$$\frac{\partial f}{\partial X} \cdot \Delta X + \frac{\partial f}{\partial X'} \cdot \Delta X' + \frac{\partial f}{\partial X''} \cdot \Delta X'' = \Delta U(t) \quad \text{Ecuación 61}$$

En la que si se denomina:

$$\begin{aligned} x &= \Delta X \\ u &= \Delta U \\ K &= \frac{\partial f}{\partial X} \\ C &= \frac{\partial f}{\partial X'} \\ M &= \frac{\partial f}{\partial X''} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 62}$$

se llega a la expresión linealizada de la ecuación del movimiento:

$$[M] \cdot \{x''\} + [C] \cdot \{x'\} + [K] \cdot \{x\} = \{u(t)\} \quad \text{Ecuación 63}$$

Las matrices de masa [M], de rigidez [K] y de amortiguamiento [C] se deducen de la derivación del vector de fuerzas correspondiente a las ecuaciones no lineales de partida. La nomenclatura seguida es la siguiente:

[] ≡ indica una matriz

{ } ≡ indica un vector

Al realizar el análisis modal del sistema lo que se hace es definir unas nuevas coordenadas en las que las ecuaciones del sistema están desacopladas. Una vez que las ecuaciones están desacopladas, se pueden resolver las "n" ecuaciones del sistema de manera independiente con las condiciones iniciales del sistema, es decir, se transformará un problema de "n" grados de libertad en "n" problemas de un grado de libertad.

Para obtener la nueva base de las matrices, formada por autovectores del sistema amortiguado, lo que se hace es calcular los autovectores y autovalores de la ecuación del movimiento linealizada para una vibración libre amortiguada. Esta ecuación es la siguiente:

$$[M] \cdot \{x''\} + [C] \cdot \{x'\} + [K] \cdot \{x\} = 0 \quad \text{Ecuación 64}$$

Se define el vector:

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} \{x'\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} \quad \text{Ecuación 65}$$

y empleando:

$$[M]\{x'\} - [M]\{x'\} = 0 \quad \text{Ecuación 66}$$

se obtiene:

$$\begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{x'\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{x'\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad \text{Ecuación 67}$$

Se reescribe la ecuación anterior como:

$$[A]\{y'\} + [B]\{y\} = \{0\} \quad \text{Ecuación 68}$$

Si se premultiplican ambos miembros por $[A]^{-1}$ se obtiene:

$$\{y'\} - [H]\{y\} = 0 \quad \text{Ecuación 69}$$

donde

$$[H] = -[A]^{-1}[B] \quad \text{Ecuación 70}$$

Se considera que la solución para la ecuación 69 es:

$$\{y\} = \{\Psi\} \cdot e^{\gamma \cdot t} \quad \text{Ecuación 71}$$

donde " γ " es un número complejo y $\{\Psi\}$ es el vector modal con elementos complejos. Si se sustituye la expresión 71 en la 69 se obtiene:

$$|\gamma [I] - [H]| \{\Psi\} = \{0\} \quad \text{Ecuación 72}$$

Siendo $[I]$ la matriz identidad.

La ecuación característica del sistema es:

$$|\gamma [I] - [H]| = 0 \quad \text{Ecuación 73}$$

Las raíces " γ_i " de la ecuación característica representan " $2n$ " autovalores, los cuales son complejos conjugados. Sustituyendo " γ_i " en la Ecuación 71 se obtienen los autovectores que corresponden a cada autovalor. Estos autovectores son complejos conjugados.

Cuando uno o más de los autovalores sean igual a cero, el autovector asociado al autovalor cero corresponde a un modo de vibración de un cuerpo rígido. Esto significa que el sistema puede moverse como un sólido rígido sin que exista deformación de los elementos elásticos.

La matriz modal viene dada de la siguiente manera:

$$[\Psi] = [\{\Psi_1\}, \{\Psi_2\}, \dots, \{\Psi_{2n}\}] \quad \text{Ecuación 74}$$

Los autovectores obtenidos son ortogonales entre sí y se cumple que:

$$\{\Psi\}_r^t \cdot [A] \cdot \{\Psi\}_s = 0 \quad \text{para } r \neq s \quad \text{Ecuación 75}$$

$$\{\Psi\}_r^t \cdot [B] \cdot \{\Psi\}_s = 0 \quad \text{para } r \neq s$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} [\Psi]^t [A] [\Psi] &= [A]' \\ [\Psi]^t [B] [\Psi] &= [B]' \end{aligned} \quad \text{Ecuación 76}$$

Siendo en este caso $[A]'$ y $[B]'$ matrices diagonales.

De este modo quedan desacopladas las ecuaciones de movimiento y su cálculo es más sencillo. Además, con las ecuaciones desacopladas se pueden obtener los modos propios de vibración. Un modo propio de vibración se da cuando todas las partes en movimiento del sistema están oscilando en fase con una misma frecuencia. Este movimiento lleva asociado una frecuencia característica " ω_j ". El movimiento puede expresarse de la siguiente manera:

$$x(t) = \sum_j C_j \cdot \{\Psi\}_j \cdot e^{i\omega_j t} \quad \text{Ecuación 77}$$

donde C_j es una constante.

ADAMS/Rail realiza el análisis lineal empleando el comando LINEAR/EINGESOL que linealiza las ecuaciones del vehículo para calcular los autovalores. Para este análisis, ADAMS/Rail restringe temporalmente todos los ejes y las ruedas del modelo del vehículo al sistema de referencia "tierra", mediante uniones fijas. De este análisis se obtienen los autovalores, de tal manera que su parte imaginaria representa el comportamiento

oscilatorio del modo de vibración y su parte real representa el amortiguamiento característico de ese modo.

La Tabla 14 muestra los autovalores obtenidos al realizar el análisis lineal con el programa ADAMS/Rail. En la primera columna de la izquierda se encuentra el número del modo de vibración. La siguiente columna contiene los valores de la parte real asociada a cada autovalor, y la última columna representa la parte imaginaria de los autovalores del sistema. Los 19 primeros valores corresponden a modos rígidos de vibración, es decir, el vehículo se mueve como un sólido rígido. El resto de autovalores corresponde a modos propios de vibración del vehículo. Los modos inestables de vibración son aquellos que tienen la parte real del autovalor positiva. En este caso, no se obtiene ninguno con parte real positiva, es decir, son todos estables.

Tabla 14. Tabla de autovalores

Number	E I G E N V A L U E S at time = 0.00000E+00	
	Real(cycles/unit time)	Imag.(cycles/unit time)
1	1.40945347E-11	0.00000000E+00
2	-5.21163882E-11	0.00000000E+00
3	5.38800885E-11	0.00000000E+00
4	3.57891331E-10	0.00000000E+00
5	4.39799033E-10	0.00000000E+00
6	6.14734622E-10	0.00000000E+00
7	1.98652373E-09	0.00000000E+00
8	2.58656643E-09	0.00000000E+00
9	5.72806486E-09	0.00000000E+00
10	-1.16027455E+01	0.00000000E+00
11	-1.16027455E+01	0.00000000E+00
12	-1.17793197E+01	0.00000000E+00
13	-1.20490092E+01	0.00000000E+00
14	-1.50820430E+01	0.00000000E+00
15	-1.50870541E+01	0.00000000E+00
16	-2.31575457E+01	0.00000000E+00
17	-2.31575587E+01	0.00000000E+00
18	-6.22523126E+01	0.00000000E+00
19	-6.24404126E+01	0.00000000E+00
20	-4.47966092E-02	+/- 4.61870330E-01
21	-8.42675577E-02	+/- 9.37695862E-01
22	-3.78974585E-01	+/- 9.51399598E-01
23	-1.25946118E-01	+/- 1.17450982E+00
24	-1.02394975E+00	+/- 2.22511109E+00
25	-1.19559602E-01	+/- 2.55631071E+00
26	-1.51285691E+00	+/- 6.53882751E+00
27	-1.47097296E+00	+/- 6.56192636E+00
28	-2.52933352E+00	+/- 1.05538742E+01
29	-2.53282756E+00	+/- 1.05602513E+01
30	-2.43259565E+00	+/- 1.71650621E+01
31	-2.53142174E+00	+/- 1.72946315E+01
32	-2.31058964E+00	+/- 3.95746463E+01
33	-2.31713974E+00	+/- 3.95799097E+01
34	-2.75016972E+00	+/- 4.84429442E+01
35	-2.75016973E+00	+/- 4.84429445E+01
36	-8.40173499E+00	+/- 7.75884099E+01
37	-8.39494168E+00	+/- 7.88172627E+01

Las Figuras 25-30 muestran algunos de los modos de vibración del vagón.

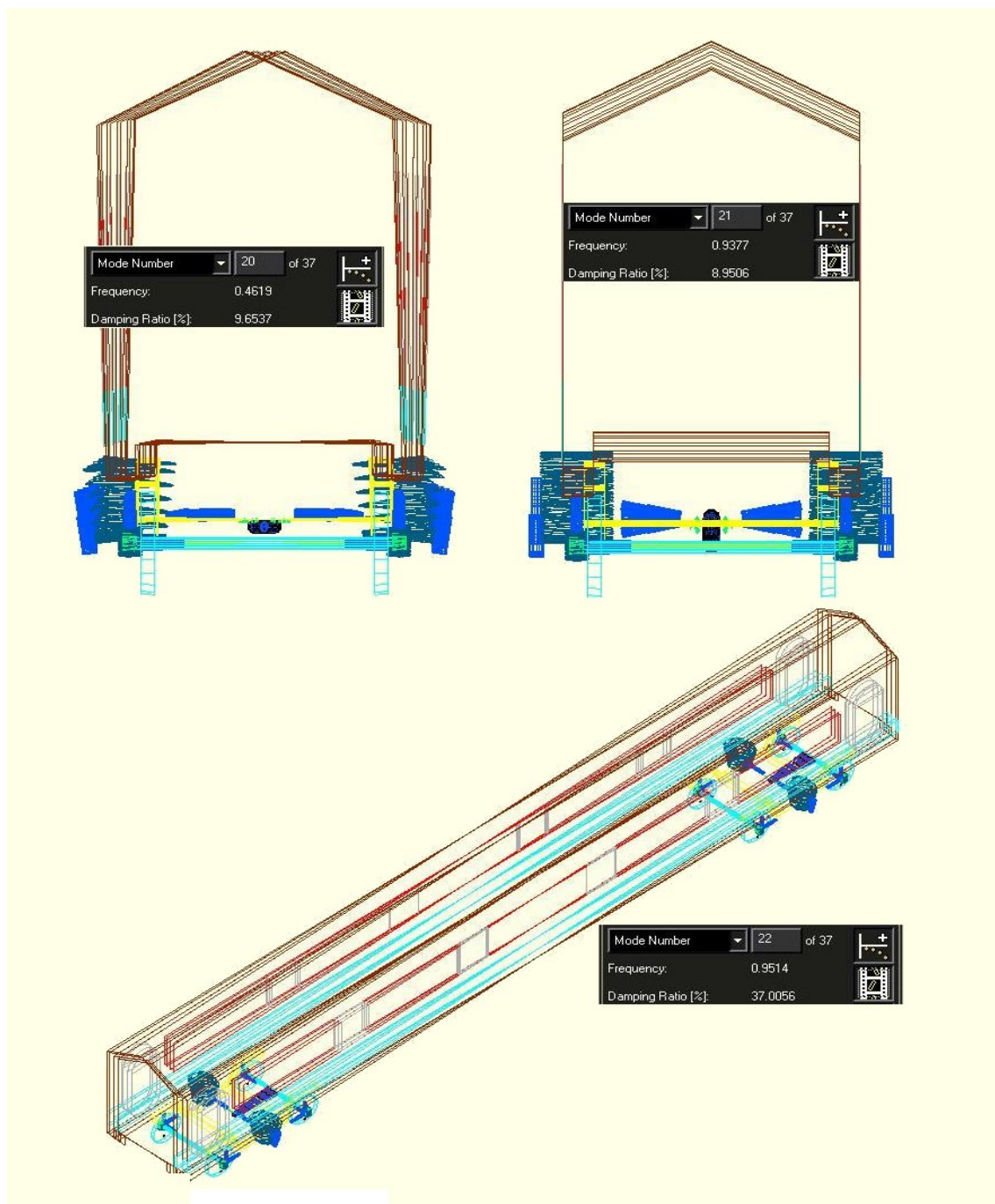


Figura 25. Modos de vibración 20, 21 y 22

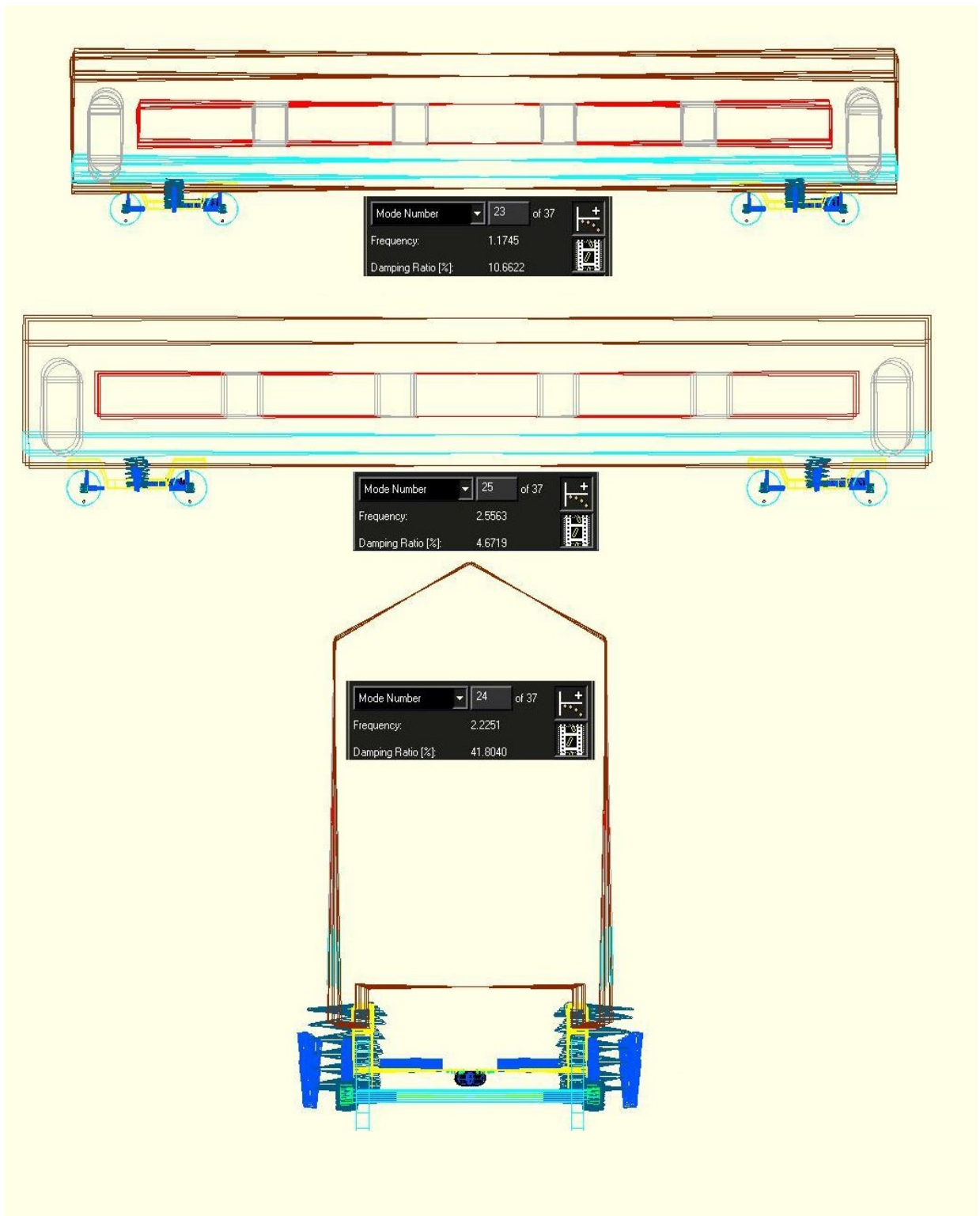
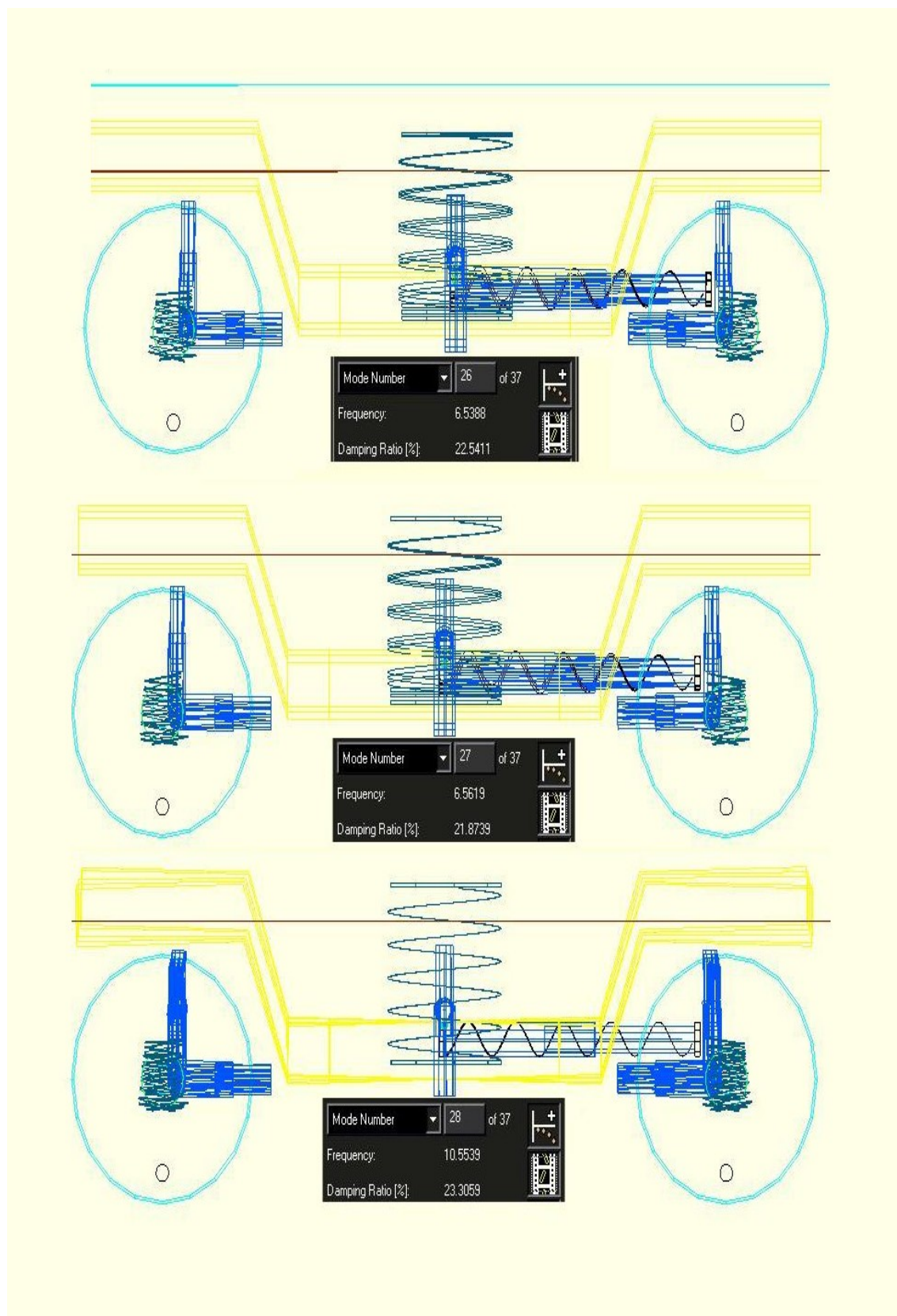


Figura 26. Modos de vibración 23, 24 y 25

**Figura 27. Modos de vibración 26, 27 y 28**

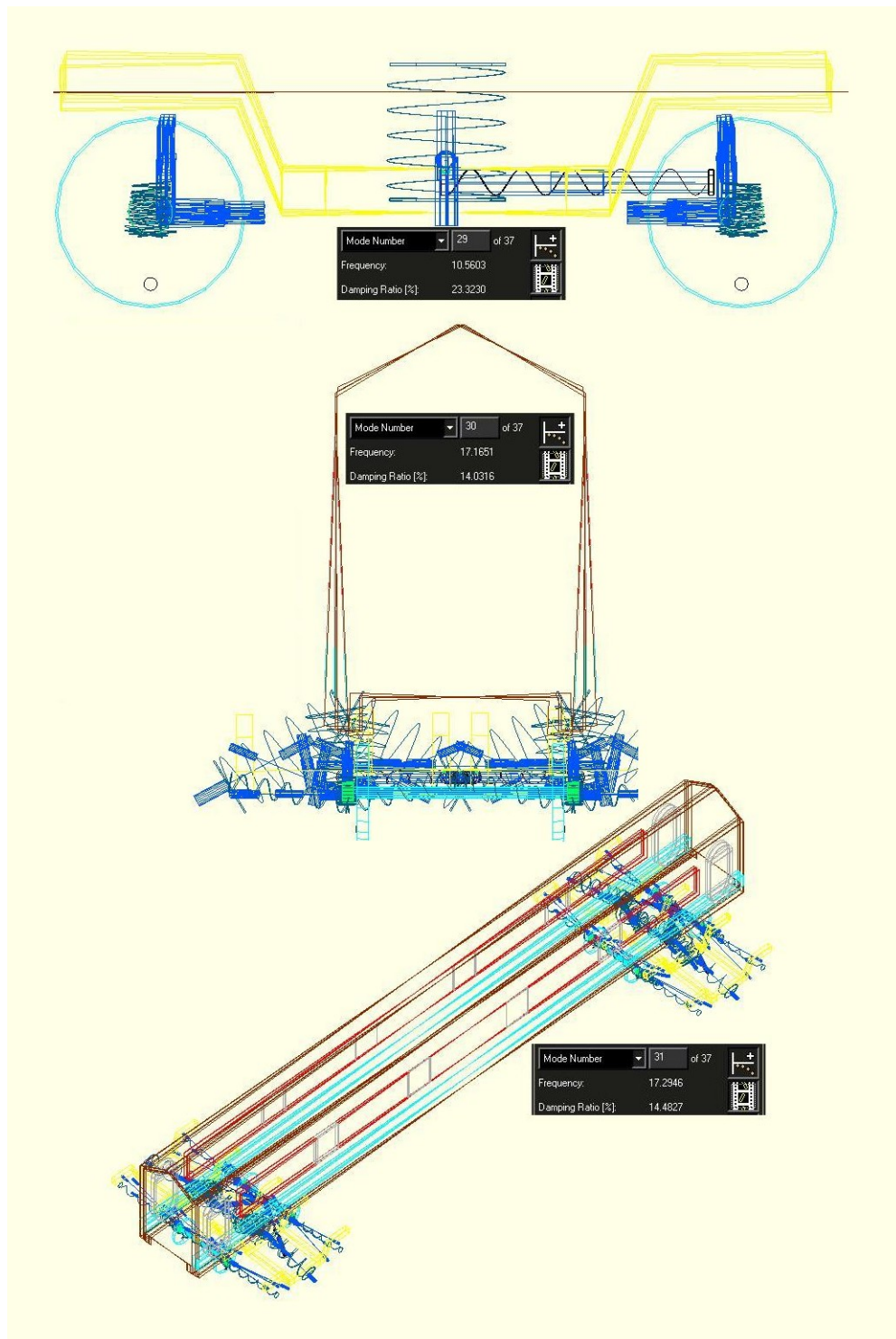
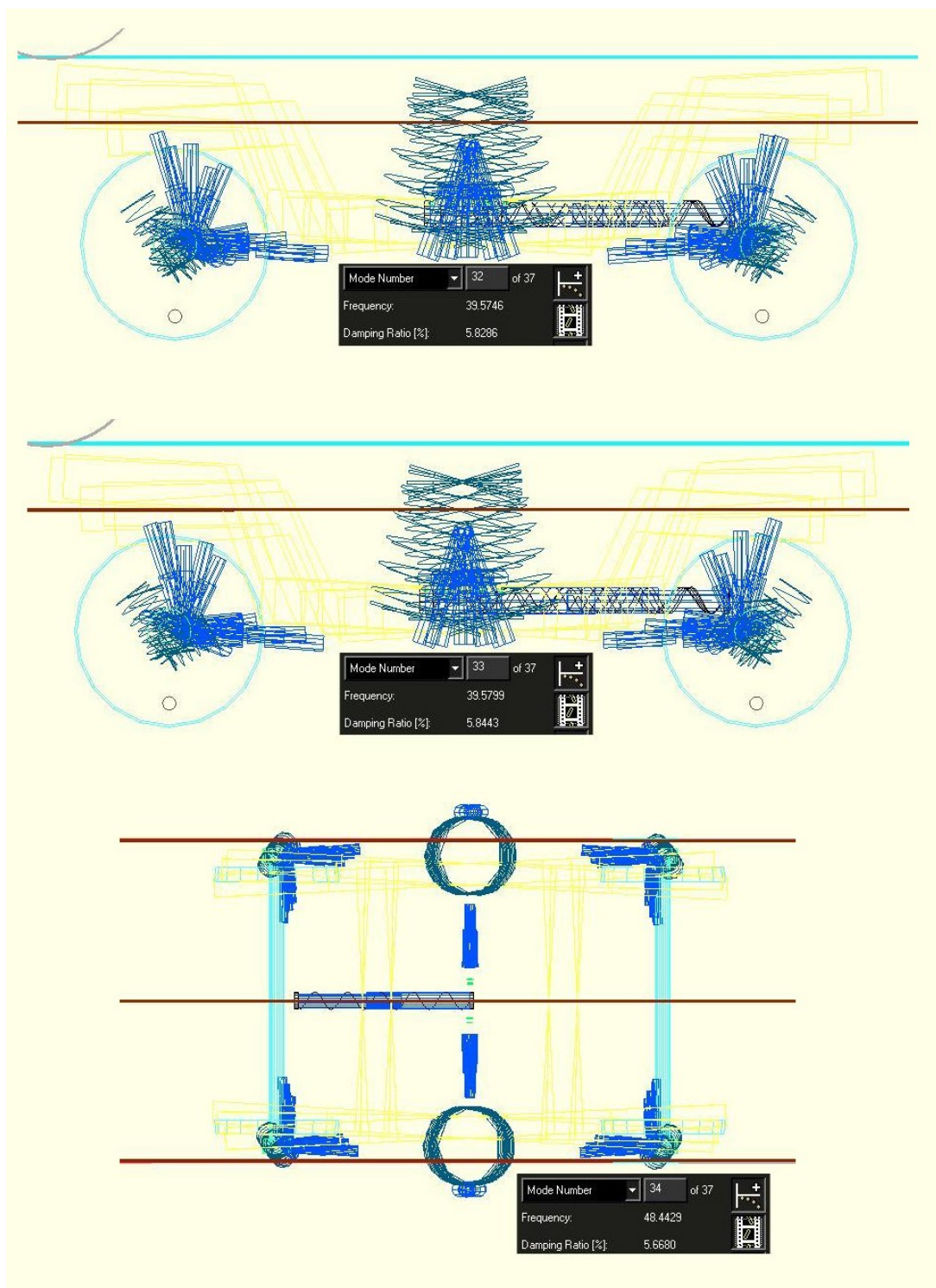
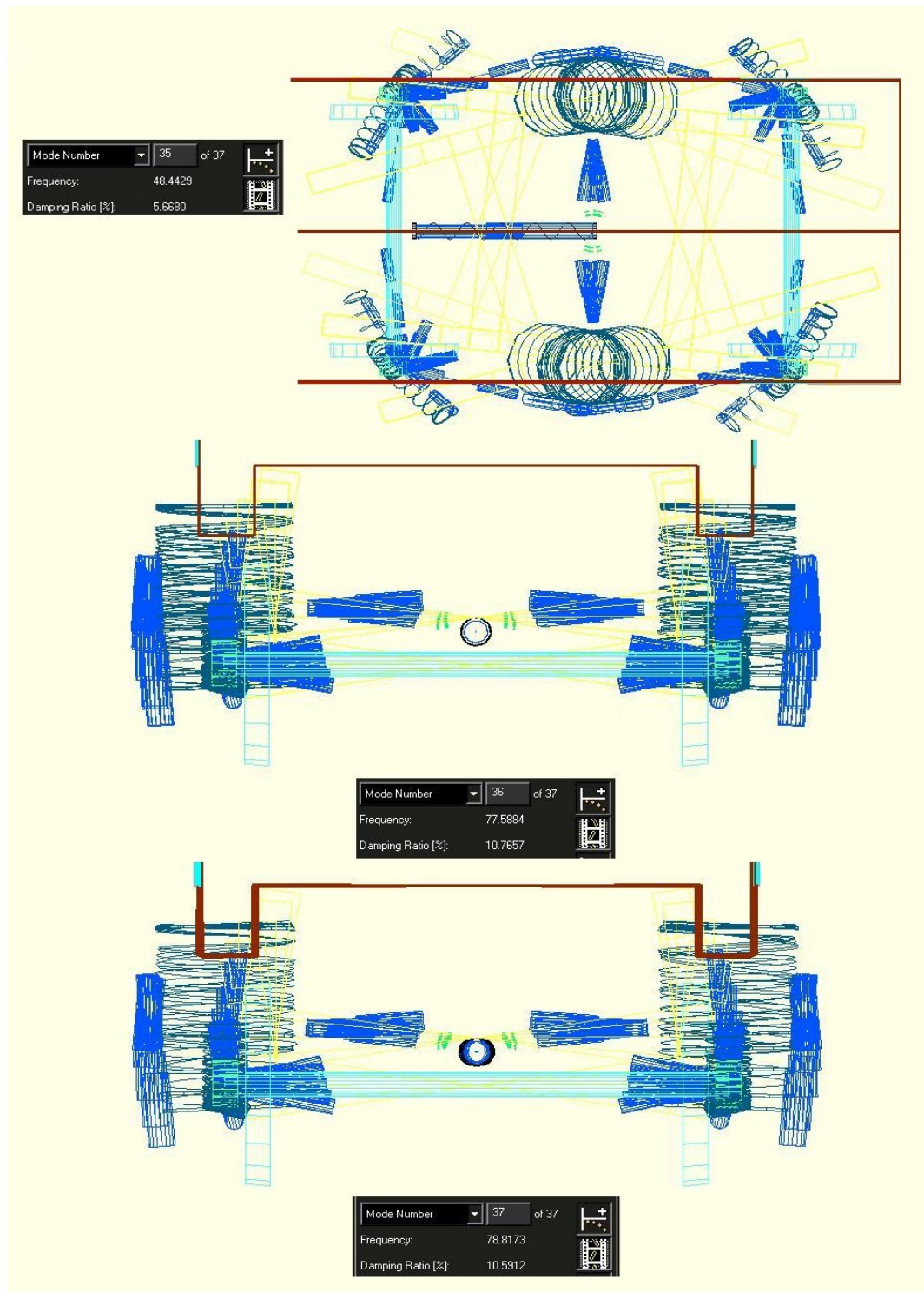


Figura 28. Modos de vibración 29, 30 y 31

**Figura 29. Modos de vibración 32, 33 y 34**

**Figura 30. Modos de vibración 35, 36 y 37**

5.4. Análisis de estabilidad

El análisis de estabilidad se emplea para conocer la estabilidad del modelo que se va a simular para diferentes velocidades de circulación. Con él se determinará la velocidad crítica del vehículo.

El estudio del problema de la estabilidad es muy importante ya que a través de él se conocen los límites de funcionamiento del sistema estudiado. Un sistema es inestable si al apartarlo de su posición de equilibrio su respuesta no se amortigua y se amplifica en el tiempo. En los vehículos ferroviarios la inestabilidad dinámica se caracteriza por el hecho de que por encima de una velocidad determinada de circulación, cualquier oscilación producida en la marcha del vehículo tiende a amplificarse. Esta velocidad se conoce con el nombre de *velocidad crítica*.

Cuando se circula a una velocidad superior a la velocidad crítica se crea un régimen de oscilaciones mantenido. Estas oscilaciones provocan que las pestañas de las ruedas choquen violentamente con las caras interiores de los carriles provocando una disminución de la seguridad en la marcha, un aumento en las solicitaciones de las ruedas y los carriles, y un deterioro de la geometría de la vía y del confort en la marcha del vehículo. La circulación en estas condiciones es inaceptable y, por tanto, la inestabilidad dinámica limita la máxima velocidad a la que un vehículo puede circular.

La velocidad crítica depende de varios parámetros entre los que se incluyen las características de la suspensión, la distribución de los pesos, la superficie del carril, la conicidad de las ruedas, el esfuerzo de tracción y frenado. La existencia de una velocidad crítica en un vehículo no puede ser evitada, aunque sí se puede aumentar su valor mediante el estudio del modelo y el posterior cambio de los parámetros necesarios.

En esta tesis se debe comprobar que la velocidad a la que se va a realizar la simulación está por debajo de la velocidad crítica. Para poder calcular la velocidad crítica de circulación hay que calcular el momento en el que el sistema se vuelve inestable. Para ello será necesario conocer algunos de los conceptos mencionados en el análisis lineal.

El análisis lineal proporcionó los autovalores y los modos propios de vibración del sistema. Se vio que los autovalores que resultaban del análisis lineal eran complejos conjugados. Si

la parte real de los mismos era positiva, ese modo de vibración era inestable. En el análisis de estabilidad se empleará el coeficiente de amortiguamiento para definir la inestabilidad dinámica.

Sea " μ_i " el autovalor del modo de vibración " i ". Al ser complejo conjugado se puede escribir de la siguiente manera:

$$\mu_i = \alpha_i + j \cdot \beta_i ; \quad j = \sqrt{-1} \quad \text{Ecuación 78}$$

La frecuencia natural (ω_{ni}), la frecuencia amortiguada (ω_{di}) y el coeficiente de amortiguamiento (ξ_i) se pueden escribir en función de los valores del autovalor:

$$\omega_{ni} = \sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}$$

$$\omega_{di} = |\beta_i| \quad \text{Ecuación 79}$$

$$\xi_i = \frac{-\alpha_i}{\sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}}$$

Si el sistema es estable, el coeficiente de amortiguamiento es positivo, es decir, la parte real del autovalor es negativa. Si el sistema es inestable, la parte real del autovalor es positiva. En este caso, el movimiento del vehículo es una oscilación armónica divergente que se produce a una frecuencia " ω_{di} ".

Un modo normal de vibración se da cuando las masas del sistema están oscilando de tal modo que alcanzan los desplazamientos máximos al mismo tiempo y pasan por sus posiciones de equilibrio a la vez; o bien, cuando todas las partes en movimiento del sistema están oscilando en fase con una misma frecuencia.

Para obtener una medida del amortiguamiento de los principales modos de vibración, los coeficientes de amortiguamiento son calculados en el rango de la velocidad de operación del vehículo. El valor del amortiguamiento más pequeño de los modos de vibración se empleará como una medida representativa para reflejar no sólo la estabilidad, sino también la respuesta amortiguada a una perturbación. Cuanto más elevado sea su valor, más amortiguado será su modo de vibración.

Una vez establecido el criterio de estabilidad se pasará a analizar los resultados obtenidos al efectuar el análisis de estabilidad en ADAMS/Rail. Para ello se ha elegido un intervalo de velocidades comprendido entre 51 m/s y 99 m/s.

El número de análisis realizados en este intervalo ha sido de 25 análisis, por lo que el intervalo de velocidades entre análisis y análisis es de 2 m/s. De este modo se obtiene una aproximación aceptable para determinar la velocidad crítica del modelo.

En la Figura 31 se representa los valores del coeficiente de amortiguamiento frente a la velocidad de circulación que se han obtenido de la simulación. Cuando el coeficiente de amortiguamiento es menor que cero, el sistema se vuelve inestable. La velocidad a la que la línea azul comienza a tener valores del coeficiente de amortiguamiento menores que cero es la velocidad crítica. Se puede observar que el coeficiente de amortiguamiento comienza a tomar valores negativos entorno a la velocidad crítica de 85 m/s.

El vagón elegido para la realización de esta tesis se va a simular a una velocidad inferior de 22 m/s, por lo que, en este caso, la velocidad crítica no supone ningún problema. La velocidad en esta tesis viene impuesta por las condiciones de circulación en curva.

Una vez que se ha determinado la velocidad crítica hay que ver a qué frecuencia natural se da. Para ello se emplearán los datos mostrados en la Figura 32. que es proporcionada por el programa ADAMS/Rail. La gráfica muestra una zona de puntos que atraviesa la línea vertical en el origen. Dichos puntos corresponden con una frecuencia natural aproximada de 3Hz, a la cual se produce la inestabilidad.

Una vez realizados los análisis de precarga, lineal y de estabilidad, y comprobar que sus resultados son adecuados se procede a realizar el análisis dinámico, cuyos resultados se muestran en el capítulo siguiente.

Los resultados del análisis dinámico se muestran en el siguiente capítulos, ya que estos son necesarios para obtener el gálibo dinámico.

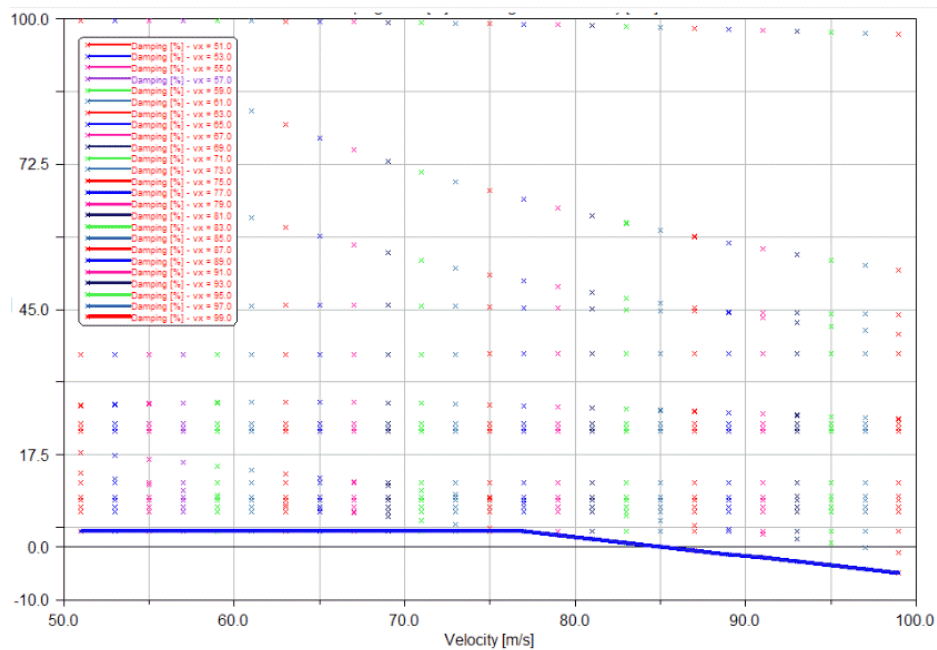


Figura 31. Coeficiente de amortiguamiento vs. Velocidad longitudinal

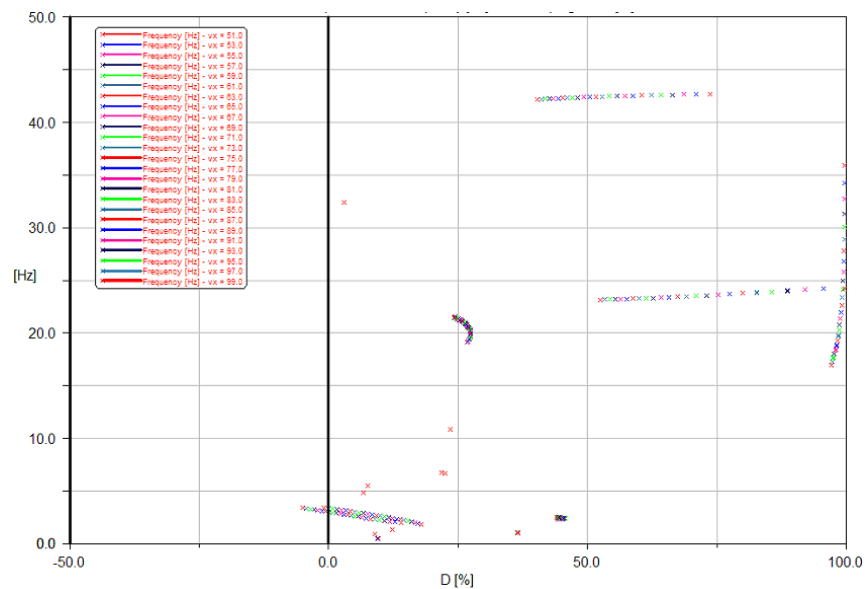


Figura 32. Frecuencia natural no amortiguada us. Coeficiente de amortiguamiento

Capítulo 6

Galibo dinámico

6.1. Introducción

La determinación de los desplazamientos de un vehículo ferroviario cuando éste circula en curva es un fenómeno físico muy complejo en el que entran en juego una gran cantidad de factores, como son la velocidad del vehículo, el peralte de la vía, el radio de la curva, la flexibilidad de la suspensión, el perfil y la naturaleza del material de la llanta de la rueda y carril, las dimensiones geométricas del vehículo, etc. El problema surge a la hora de determinar el galibo, ya que hoy en día éste se ha de determinar según indica la UIC (Capítulo 4), considerando los desplazamientos geométricos, el juego de la vía y las holguras con sus coeficientes de inscripción dentro o fuera de los pivotes de la caja del vehículo. Además, el galibo de construcción de material según la normativa UIC solamente tiene en cuenta consideraciones cuasi-estáticas, es decir, el efecto producido por un exceso o insuficiencia de peralte de 50 mm en curvas de 250 m de radio. Esta simplificación de la

realidad provoca que los desplazamientos de los vehículos no se ajusten fielmente al modelo establecido por la UIC.

En este capítulo se determina el galibo de un vehículo ferroviario teniendo en cuenta su comportamiento dinámico, por lo que se pasa a denominar galibo dinámico. Este galibo se calcula en las mismas condiciones de circulación que la impuesta por la UIC al objeto de comparar los resultados. Para determinar la respuesta dinámica del vehículo ferroviario se utiliza la herramienta de simulación ADAMS/RAIL.

6.2. Desplazamientos

Para calcular el galibo estático o de construcción de material, en condiciones dinámicas, es necesario determinar los desplazamientos geométricos, las holguras laterales y los desplazamientos debidos a consideraciones dinámicas. Los desplazamientos geométricos sólo dependen de la geometría del vagón y de la vía, por lo que su valor no depende del comportamiento dinámico del vehículo ferroviario. Por esta razón, estos desplazamientos son iguales que los calculados en el capítulo 4 y se muestran en la Tabla 7.

La holgura lateral j es el juego existente entre la vía y la rueda. Ya se indicó en el capítulo 4, que RENFE permite un juego máximo de 9 mm, por lo que se toma este valor. Las otras dos holguras laterales, q y w , se obtienen a partir de los desplazamientos de la suspensión primaria y secundaria. Estos desplazamientos si que dependen del comportamiento dinámico del vehículo ferroviario, por lo que sus valores se toman de la simulación realizada en ADAMS/Rail.

En la Figura 33 y en la Figura 34 se representan los desplazamientos laterales de los cuatro elementos de la suspensión primaria de los bogies delantero y trasero respectivamente. Cada uno de estos desplazamientos se produce con respecto a un sistema de coordenadas que se encuentra en la base de cada una de las suspensiones, por lo que estos valores son ya los desplazamientos laterales de la suspensión y no es necesario realizar ningún cambio de coordenadas. El criterio de signos empleado es:

- Valor negativo indica desplazamiento hacia la izquierda.
- Valor positivo indica desplazamiento hacia la derecha.

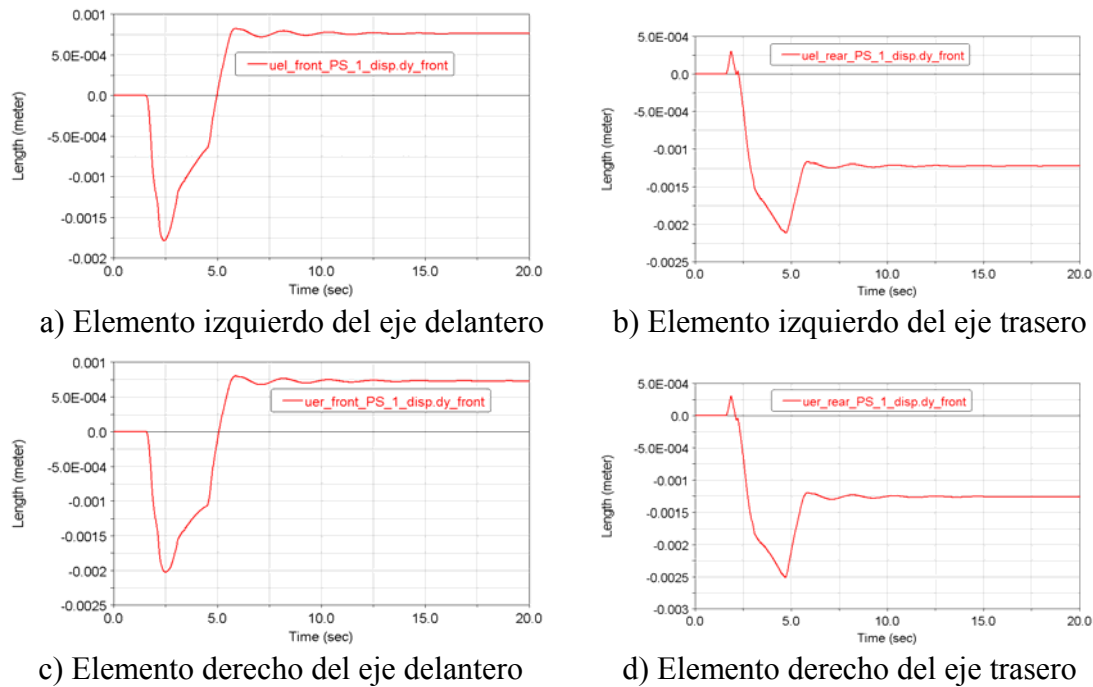
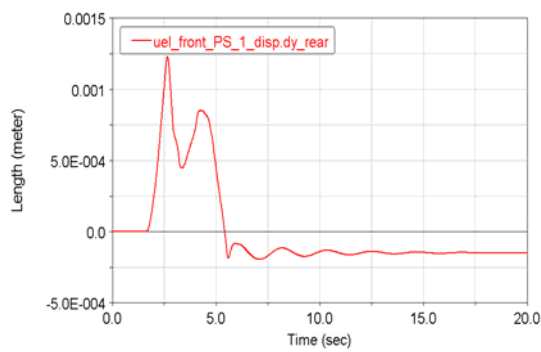


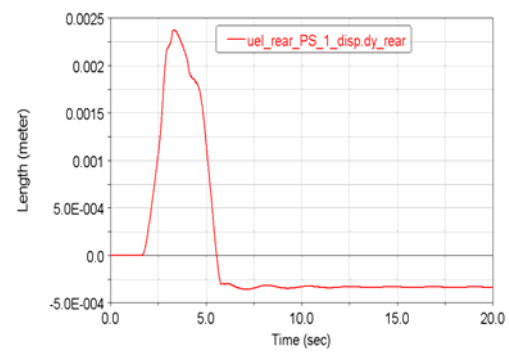
Figura 33. Desplazamiento lateral de la suspensión primaria del bogie delantero

De todos estos valores proporcionados por el ADAMS/Rail, se considera que el valor de la holgura lateral q es el valor máximo. En este caso el máximo desplazamiento se produce en el elemento primario situado en el lado derecho del eje trasero del bogie delantero y su valor es igual a 2,5 mm.

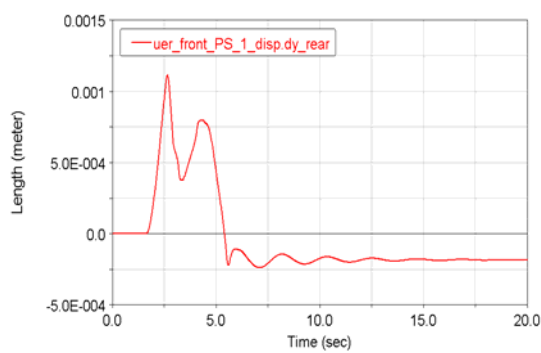
El valor de la holgura lateral w se obtiene a partir del desplazamiento que sufren los elementos de la suspensión secundaria. En la Figura 35 y Figura 36 se muestran los desplazamientos laterales de los dos elementos de la suspensión secundaria de los bogies delantero y trasero respectivamente. El criterio de signos es igual que en el caso anterior. El valor de desplazamiento lateral máximo se produce en el elemento izquierdo del bogie delantero y su valor es de 19,6 mm.



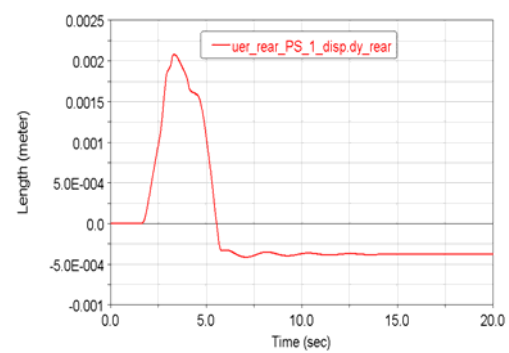
a) Elemento izquierdo del eje delantero



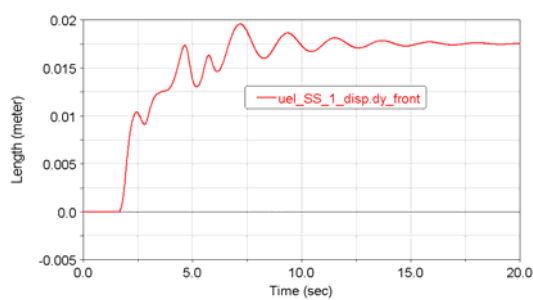
b) Elemento izquierdo del eje trasero



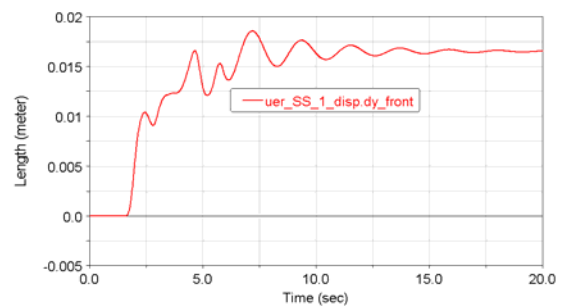
c) Elemento derecho del eje delantero



d) Elemento derecho del eje trasero

Figura 34. Desplazamiento lateral de la suspensión primaria del bogie trasero

a) Elemento izquierdo



b) Elemento derecho

Figura 35. Desplazamiento lateral de la suspensión secundaria del bogie delantero

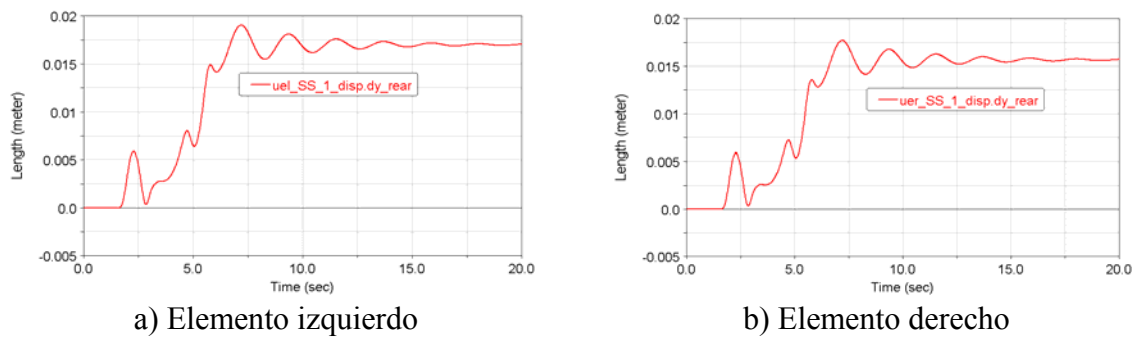


Figura 36. Desplazamiento lateral de la suspensión secundaria del bogie delantero

En la Tabla 15 se muestran los resultados obtenidos para las holguras laterales. A estos valores hay que multiplicarlos por los coeficientes de inscripción que se muestran en la Tabla 9.

Tabla 15. Holguras laterales

HOLGURAS LATERALES (mm)		
j	q	w
9,00	2,35	19,6

Considerando los desplazamientos y las holguras laterales con sus coeficientes de inscripción, el desplazamiento total queda como sigue:

- Cálculo secciones externas:

$$D_a = dga + C_d \cdot d + C_q \cdot q + C_w \cdot w$$

$$D_a = 110,7 + (1,327 \cdot 9) + (1,327 \cdot 2,5) + (1,164 \cdot 19,6) = 148,8 \text{ mm}$$

- Cálculo sección intermedia:

$$D_i = dgi + C_d \cdot d + C_q \cdot q + C_w \cdot w$$

$$D_i = 153,80 + (1 \cdot 9) + (1 \cdot 2,5) + (1 \cdot 19,6) = 184,9 \text{ mm}$$

Por último, queda por determinar el desplazamiento lateral z. En este caso ya no se designará como desplazamiento cuasi-estático, sino que se denominará dinámico debido a que ahora, se tiene en cuenta el comportamiento dinámico del vehículo. Para calcular el valor de z es necesario conocer la altura de la caja, la altura de su centro de balanceo y su ángulo de giro. Los dos primeros parámetros dependen únicamente de la geometría del

vehículo ferroviario. Sin embargo, el ángulo de giro si que depende de su comportamiento dinámico, por lo que su valor se obtiene a partir de las simulaciones realizadas en ADAMS/Rail. En la Figura 37 se muestra el ángulo de balanceo de la caja del vehículo con respecto a la vertical, θ , cuando éste circula por una vía de peralte de 160 mm y de radio 250 m, con una insuficiencia de peralte de 50 mm. Para calcular el valor de z , el ángulo que interesa conocer es el ángulo de inclinación con respecto a la perpendicular de rodadura, η (Figura 6):

$$\eta = \delta - \theta \quad \text{Ecuación 80}$$

donde θ se obtiene de las simulaciones y su valor máximo es 5° (Figura 37), y δ es el ángulo de peralte (Figura 6):

$$\delta = \arctg\left(\frac{D}{l}\right) = \arctg\left(\frac{160}{1735}\right) = 5.27^\circ \quad \text{Ecuación 81}$$

Por tanto:

$$\eta = \delta - \theta = 5.27 - 5 = 0.27^\circ \quad \text{Ecuación 82}$$

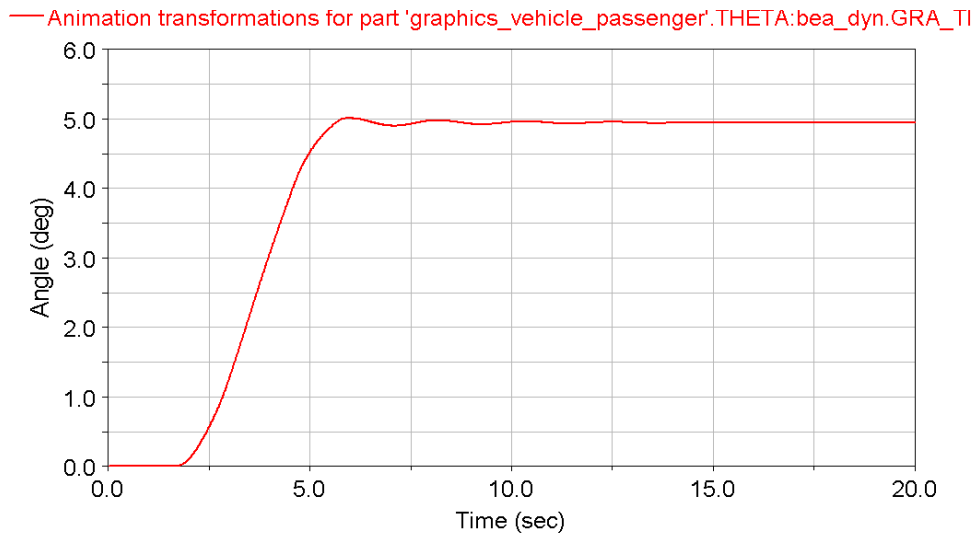


Figura 37. Ángulo de inclinación de la caja del vehículo ferroviario, θ

Conocido el ángulo η , se puede calcular el desplazamiento lateral dinámico z . Este desplazamiento es igual en las dos secciones más desfavorables y se calcula mediante la siguiente expresión (Figura 38):

$$z_i = z_a = \tan(\eta) \cdot (h - h_c) = \tan(0.27^\circ) \cdot (h(mm) - 1600) = 0.0047 \cdot (h(mm) - 1600)$$

donde h es la altura de la caja en el punto en el que se está calculando el desplazamiento lateral. Sumando todos los desplazamientos, el desplazamiento total para las dos secciones más desfavorable queda de la siguiente forma:

$$D_{Ta} = 148,8 + 0,0047 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

$$D_{Ti} = 184,9 + 0,0047 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

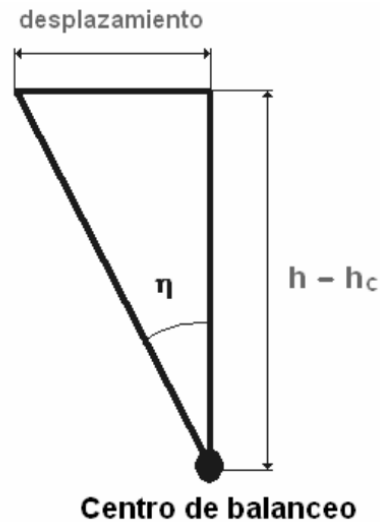


Figura 38. Desplazamiento lateral dinámico, z

6.3. Salientes

El valor de los salientes no dependen de la dinámica del vehículo y, por lo tanto, sus valores son iguales a los calculados en el capítulo 4 y sus valores se muestran en la Tabla 11.

6.4. Reducciones

El valor de las reducciones se obtiene a partir de la ecuación 51, y sus valores son:

$$E_a = 148,8 + 0,0047 \cdot (h - 1600) - S = 133,8 + 0,0047 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

$$E_i = 184,9 - 0,0047 \cdot (h - 1600) - S = 169,9 - 0,0047 \cdot (h - 1600) \text{ [mm]}$$

En la Tabla 16 se muestran los valores de las reducciones en secciones externa e intermedia, calculados para el intervalo de alturas entre 1 m y 4 m.

Tabla 16. Valores de las reducciones para distintas alturas en las secciones más desfavorables

Altura, h [mm]	Reducciones en la sección externa, E_a [mm]	Reducciones en la sección interna, E_i [mm]
4000	145.08	158.62
3900	144.61	159.09
3800	144.14	159.56
3700	143.67	160.03
3600	143.2	160.5
3500	142.73	160.97
3400	142.26	161.44
3300	141.79	161.91
3200	141.42	162.38
3100	140.85	162.85
3000	140.38	163.32
2900	139.91	163.79
2800	139.44	164.26
2700	138.97	164.73
2600	138.5	165.2
2500	138.03	165.67
2400	137.56	166.14
2300	137.09	166.61
2200	136.62	167.08
2100	136.15	167.55
2000	135.68	168.02
1900	135.21	168.49
1800	134.74	168.96
1700	134.27	169.43
1600	133.8	169.9
1500	133.33	170.37
1400	132.86	170.84
1300	132.39	171.31
1200	131.92	171.78
1100	131.45	172.25
1000	130.98	172.72

En la

Tabla 17 se muestra el valor del galibo de construcción de material para diferentes alturas en las dos secciones más desfavorables, sección externa y sección interna.

Tabla 17. Gálbo de construcción de material para diferentes alturas en las secciones más desfavorables

		Sección externa		Sección interna	
Altura, h [mm]	Gálbo cinemático [mm]	Reducciones, E _a [mm]	Gálbo de construcción de material [mm]	Reducciones, E _i [mm]	Gálbo de construcción de material [mm]
4000	1333	145.08	1187.92	158.62	1174.8
3900	1415	144.61	1270.39	159.09	1255.91
3800	1498	144.14	1353.86	159.56	1338.44
3700	1580	143.67	1436.33	160.03	1419.97
3600	1615	143.2	1471.8	160.5	1454.5
3500	1650	142.73	1507.27	160.97	1489.03
3400	1685	142.26	1542.74	161.44	1523.56
3300	1720	141.79	1578.21	161.91	1558.09
3200	1720	141.42	1578.58	162.38	1557.62
3100	1720	140.85	1579.15	162.85	1557.15
3000	1720	140.38	1579.62	163.32	1556.68
2900	1720	139.91	1580.09	163.79	1556.21
2800	1720	139.44	1580.56	164.26	1555.74
2700	1720	138.97	1581.03	164.73	1555.27
2600	1720	138.5	1581.5	165.2	1554.8
2500	1720	138.03	1581.97	165.67	1554.33
2400	1720	137.56	1582.44	166.14	1553.86
2300	1720	137.09	1582.91	166.61	1553.39
2200	1720	136.62	1583.38	167.08	1552.92
2100	1720	136.15	1583.85	167.55	1552.45
2000	1720	135.68	1584.32	168.02	1551.98
1900	1720	135.21	1584.79	168.49	1551.51
1800	1720	134.74	1585.26	168.96	1551.04
1700	1720	134.27	1585.73	169.43	1550.57
1600	1720	133.8	1586.2	169.9	1550.1
1500	1720	133.33	1586.67	170.37	1549.63
1400	1720	132.86	1587.14	170.84	1549.16
1300	1720	132.39	1587.61	171.31	1548.69
1200	1720	131.92	1588.08	171.78	1548.22
1100	1695	131.45	1563.55	172.25	1522.75
1000	1695	130.98	1564.02	172.72	1522.28

En la Figura 39 y Figura 40 se representan gráficamente el gálbo de construcción de material para las secciones externas y medias respectivamente.

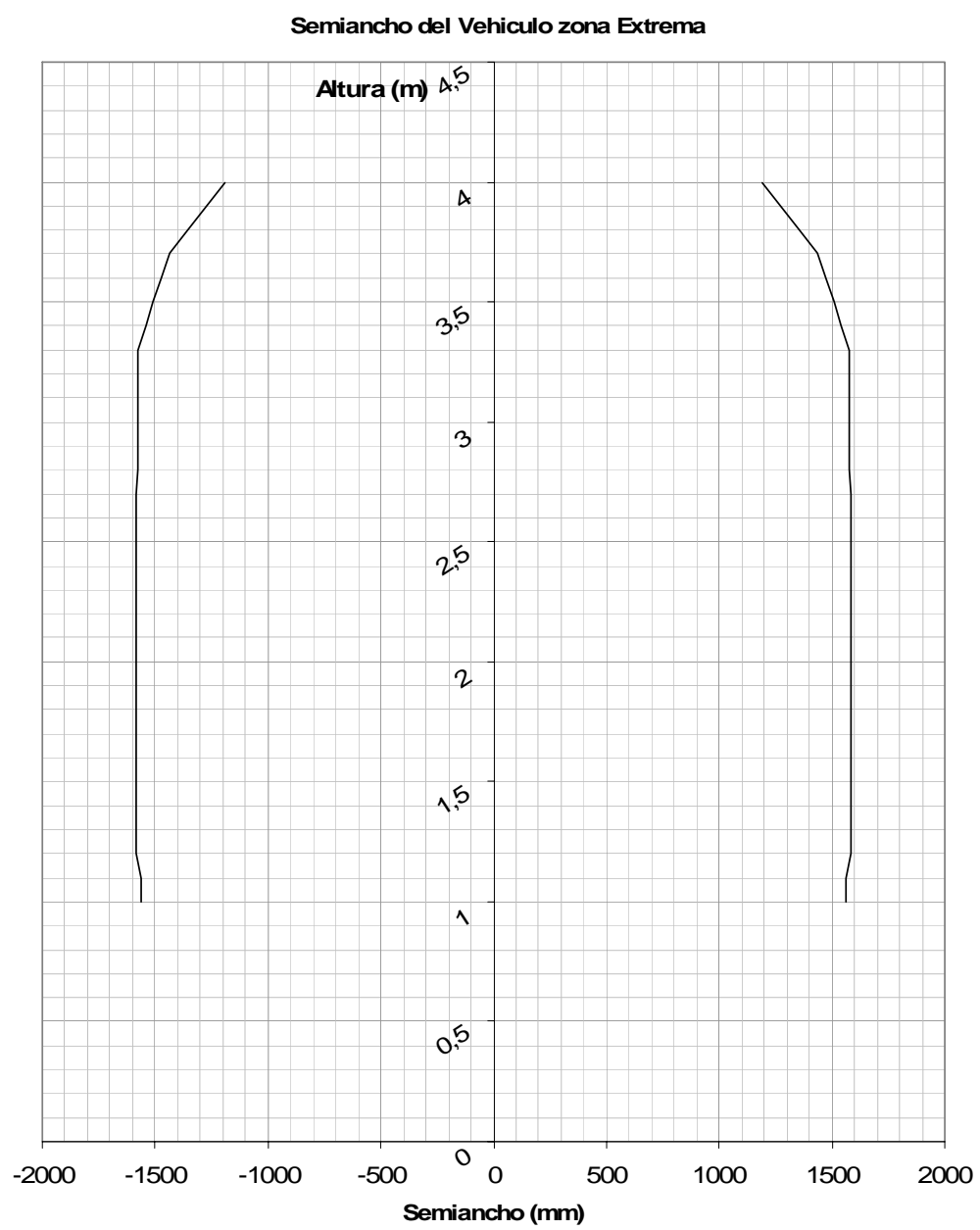


Figura 39. Gálbo de construcción de material para secciones externas

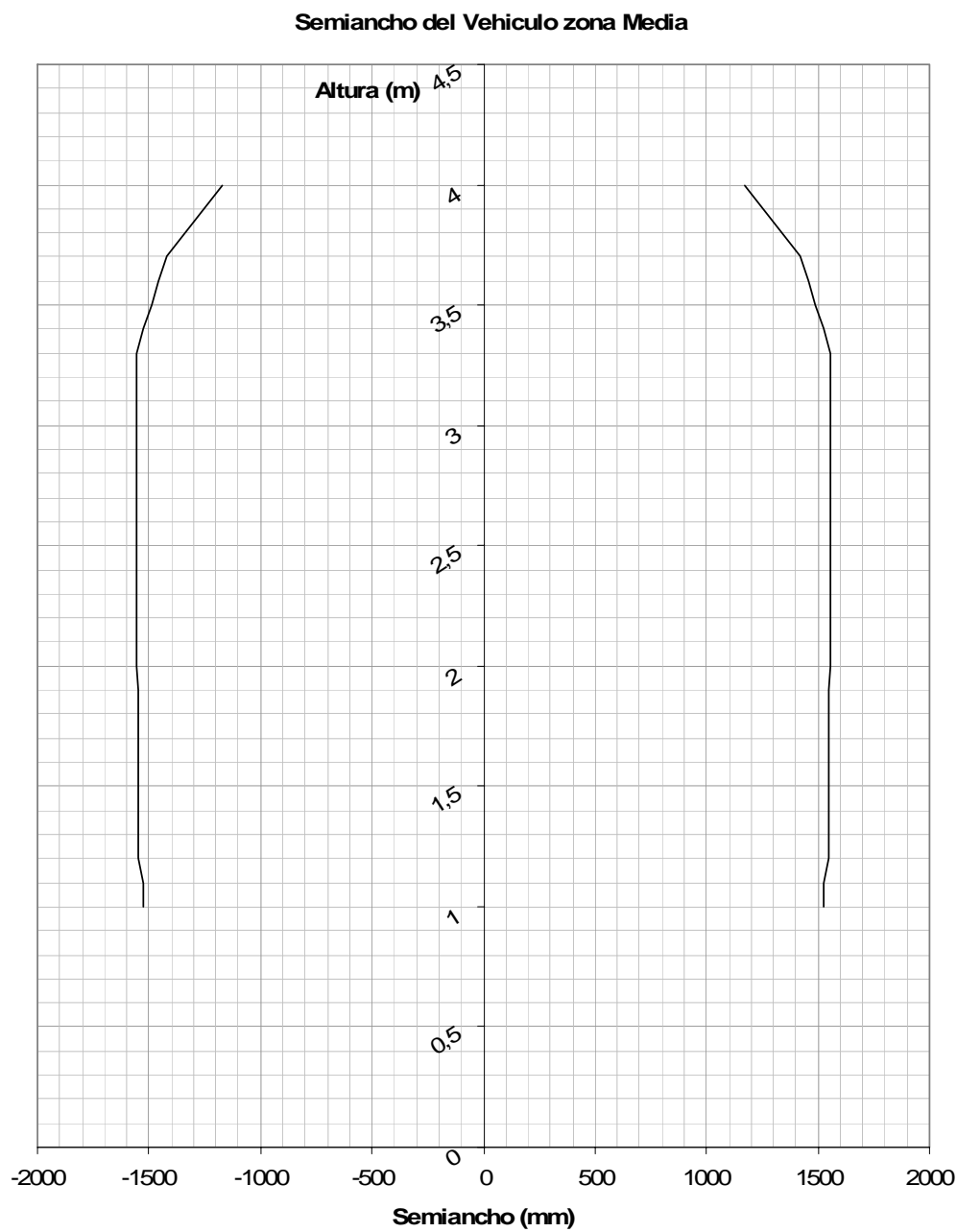


Figura 40. Gálbo de construcción de para secciones medias

Capítulo 7

Estudio de sensibilidad del sistema de suspensión

7.1. Introducción

En los capítulos anteriores se ha estudiado como influye el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario en el cálculo del gálibo. Ya se sabe que este comportamiento depende de muchos factores como son el contacto rueda-carril, irregularidades de la vía, valores de la suspensión del vehículo, etc. De tal manera, que si se modifican estos parámetros se pueden obtener valores de gálibo más o menos deseados. En este capítulo, se va a hacer un estudio de sensibilidad de cómo influye el sistema de suspensión en el comportamiento dinámico. La decisión de realizar un estudio de sensibilidad considerando solamente el sistema de suspensión se debe a dos motivos. El primero de ellos es que este

sistema influye fuertemente en el comportamiento dinámico del vehículo y, en segundo lugar, el diseñador tiene un control directo sobre el sistema de suspensión.

El programa de simulación ADAMS/RAIL permite comparar fácilmente cualquier modificación que se realice en la configuración del vehículo. Los resultados de las diferentes simulaciones serán comparados con el modelo en el que se han realizado las simulaciones anteriormente y al que se denominará modelo inicial o configuración inicial. De esta forma, se pueden valorar y cuantificar los cambios producidos. Los cambios realizados en los elementos de suspensión pretenden identificar cuales de estos elementos influyen fuertemente en el comportamiento lateral de la caja. Con estos componentes identificados, se puede calcular el gálibo dinámico que, en comparación con el cinemático, puede servir de ayuda para ajustarlo a la normativa existente. En definitiva, modificando distintos parámetros de la suspensión, se puede influir en el confort de los pasajeros o en el espacio interior que puede tener un vehículo ferroviario mediante un gálibo de material más ajustado al gálibo dinámico.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, el estudio que se va a llevar a cabo se centrará en dos parámetros. Por un lado, se analizará el ángulo máximo al que está sometido el vehículo, ya que este parámetro está estrechamente relacionado con el gálibo. Y por otro lado, se estudiará la variación temporal del ángulo de giro, ya que, su comportamiento incide sobre el confort.

Ya se ha indicado anteriormente que para obtener el gálibo de un vehículo ferroviario, se debe considerar que éste circula por una curva de radio 250 m con una insuficiencia o exceso de peralte de 50 mm. Sin embargo, RENFE permite en sus líneas, tramos con insuficiencia o exceso de peralte de hasta 160 mm. Para realizar el estudio de sensibilidad de cada uno de los elementos de la suspensión vamos a considerar un primer tramo recto de 50 m, una curva de transición de 50 m y una curva de 320 m de radio y 300 m longitud.

7.2. Efecto de distintas configuraciones de suspensiones

7.2.1. Configuración Inicial

Se ha seleccionado como configuración inicial a un TRD (Tren Regional Diesel). De tal manera que, las simulaciones realizadas con otras configuraciones serán comparadas con

las realizadas con esta configuración inicial. En las simulaciones se considera el caso más desfavorable que es la circulación con carga máxima, debido a las elevadas inercias a las que está sometida la caja. Los ángulos de balanceo obtenidos en un vehículo ferroviario con una configuración dada y siempre que no se sobrepase la carga máxima, no superarán los resultados obtenidos.

La Figura 41 representa el ángulo de inclinación, en grados, experimentado por la caja del vagón en una curva de 320 metros de radio y 300 m de longitud. Pueden observarse tres zonas perfectamente diferenciadas, que corresponden a diferentes instantes según el perfil de la curva.

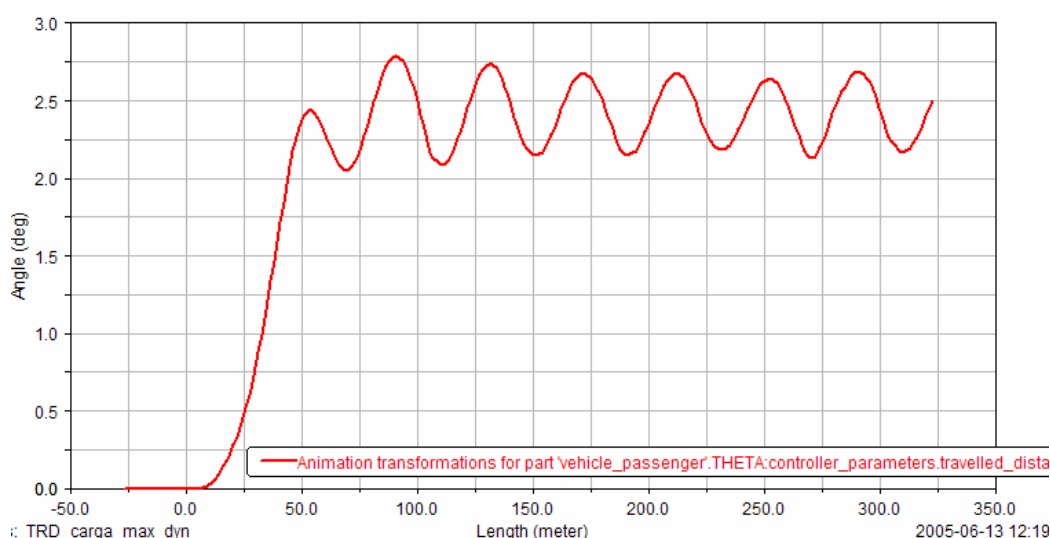


Figura 41. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud

Primeramente, aparece una zona recta para un ángulo de 0° , que indica la presencia de un tramo recto en la vía, y que acaba con un pequeño incremento del ángulo. Este incremento se debe a que el vehículo entra en la curva de transición, y se pasa de un radio de giro infinito (recta), hasta el ángulo de la curva, lo cual hace aumentar progresivamente el ángulo de balanceo. La curva acaba, aproximadamente, en torno al primer máximo local de la gráfica, que es donde la curva adquiere un radio de curvatura constante. Una curva de radio constante se caracteriza porque el comportamiento del ángulo de giro del vehículo presenta unas oscilaciones de amplitud comparable, y un valor medio aproximadamente constante, que se debe al radio constante de la curva.

En todos los casos a estudiar, no se tendrá en cuenta el ángulo medio de inclinación, sino que se considerará el valor del ángulo máximo, que será el que limite la anchura del vehículo para evitar que alcance el gálibo dinámico. En esta simulación se observa que el ángulo máximo de balanceo es de $2,8^\circ$.

Además, se observa que las oscilaciones van amortiguándose ligeramente en casi todo el recorrido de la curva pasando de $0,75^\circ$ de oscilación entre máximos, hasta un valor de $0,45^\circ$. Aunque también se observa que en la última oscilación el comportamiento cambia, aumentando la amplitud hasta $0,55^\circ$.

7.2.2. Configuración Tren de Alta velocidad

Como se sabe, los trenes de alta velocidad circulan por vías especialmente diseñadas para ellos, con unos radios en las curvas muy superiores a las vías convencionales. Mientras que un tren regional puede encontrarse con curvas de 320 m de radio, en un tren de alta velocidad se emplean normalmente curvas de más de 8000 m de radio, de tal manera que, la aceleración centrífuga no compensada de estos trenes en circulación no alcance los límites admisibles.

El ajuste de los parámetros del sistema de suspensión primaria y secundaria de los trenes de alta velocidad se realiza con intención de obtener una velocidad crítica más elevada que en los trenes convencionales, y mejorar su seguridad y confort en la circulación. Por ello, se recurre a suspensiones más blandas que para el caso de trenes convencionales. Sin embargo, y según se muestra en la Figura 42, estas suspensiones blandas son poco efectivas en los trenes convencionales (TRD). Esta problemática también se ha observado en el caso de los trenes de alta velocidad que circulan por los dos tipos de vías. En España, este problema todavía no se ha presentado debido a que los trenes de alta velocidad circulan, hoy en día, exclusivamente por vías de alta velocidad. Sin embargo, este efecto ya se está observando en las pruebas que se están realizando en vehículos con bogies que permiten el cambio de ancho y que entrarán en funcionamiento en un periodo corto de tiempo.

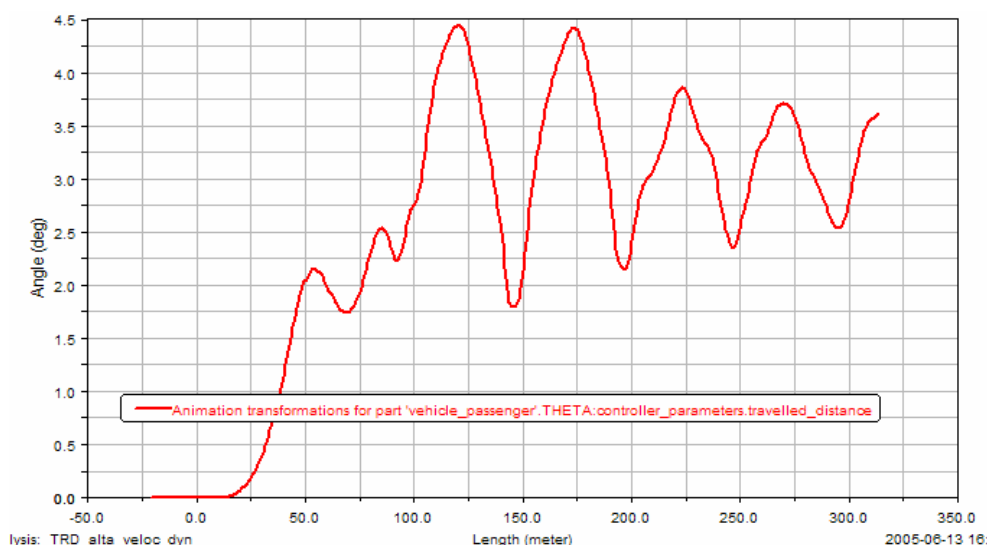


Figura 42. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con una suspensión de un tren de alta velocidad

Además, y según muestra la Figura 42, las oscilaciones que deberían presentarse al comienzo de la curva, aparecen en la mitad del recorrido con una amplitud muy superior a las observadas en la Figura 41. Estas oscilaciones, en torno al valor medio, se hacen muy grandes indicando inestabilidad, con valores de amplitud de casi 3° . Posteriormente, las oscilaciones se van atenuando, pero sin llegar hasta valores aceptables en la distancia considerada. La frecuencia de las oscilaciones resulta ser menor de 0,53 Hz, valor algo más bajo que en el caso mostrado en la figura Figura 41, que corresponde a valores de suspensiones típicas de un TRD.

Como dato a tener en cuenta para el cálculo del gálibo, la inclinación máxima producida en esta simulación asciende a $4,4^\circ$, que, para alturas de la caja del TRD de unos 3,5 m se traduce en unos 272 mm de desplazamiento lateral en la parte más alta. Esta consideración se ha tenido en cuenta en el diseño de los nuevos tipos de trenes que circularán indistintamente por los dos tipos de vías, produciendo una disminución en el gálibo de construcción de estos vehículos.

7.2.3. Configuración Intermedia en el Sistema Secundario

En esta configuración, se parte de los datos de fábrica de los muelles y amortiguadores del TRD, y se busca un valor intermedio respecto a la configuración de alta velocidad, modificando solamente el esquema de la suspensión secundaria.

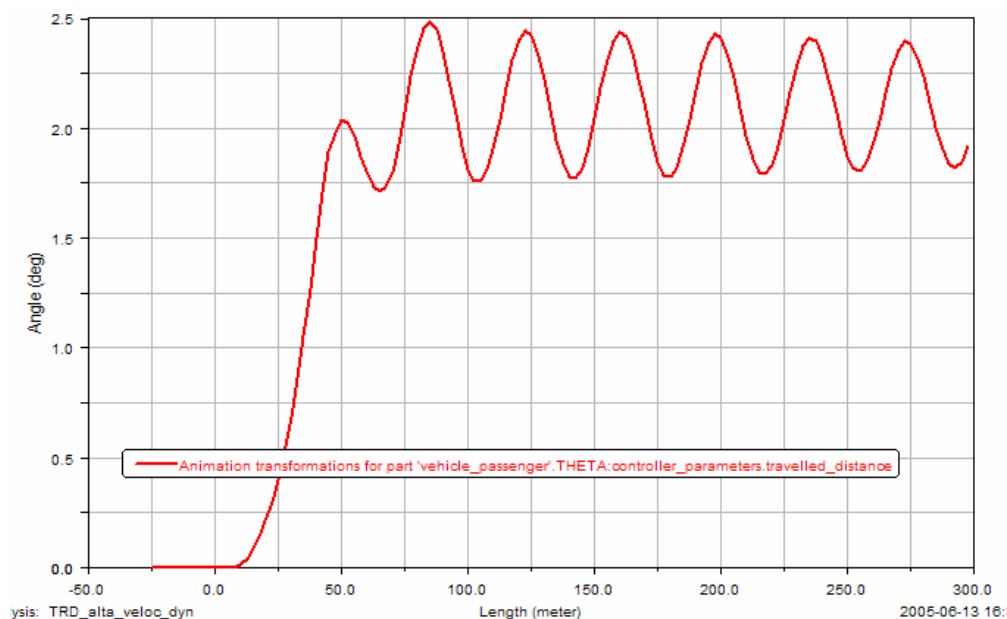


Figura 43. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con una configuración intermedia en la suspensión secundaria

Como se puede ver en la Figura 43, el efecto de esta suspensión es un perfil de inclinaciones de caja bastante contenido. La inclinación máxima disminuye hasta los $2,5^\circ$, siendo las oscilaciones posteriores casi iguales a la primera gran oscilación.

La amplitud de las oscilaciones en la zona de la curva de radio constante descienden a $0,7^\circ$ como máximo en la primera de ellas, y van disminuyendo hasta, aproximadamente, $0,58^\circ$ en la última de las oscilaciones producidas. La frecuencia de oscilación aumenta algo si se compara con la configuración inicial, pudiendo situarse en torno a los 0,69Hz aproximadamente.

Esta configuración se muestra como la más equilibrada de las vistas hasta este punto, permitiendo de igual manera contar con gálibos más anchos al ser menor el balanceo de la estructura.

7.3. Efecto de cada uno de los elementos de la suspensión

Las simulaciones que se van a llevar a cabo se centran en cada uno de los elementos de las suspensiones primaria y secundaria por separado. De tal manera que, se estudiarán los

efectos de cada uno de los elementos que intervienen en el comportamiento modificando uno de ellos cada vez. De esta forma se puede conocer si es más efectivo endurecer o ablandar un amortiguador, o por el contrario proporcionar mayor o menor rigidez a un muelle en una dirección considerada.

7.3.1. Suspensión primaria: Amortiguación

En primer lugar se realizará un estudio modificando cada uno de los elementos de la amortiguación primaria. Los parámetros que se modifican son la dureza de los amortiguadores longitudinal, lineal, lateral y vertical con respecto a la configuración inicial correspondiente a un TRD.

7.3.1.1. Disminución de la dureza del amortiguador longitudinal primario

El primer elemento que se va a modificar es el amortiguador longitudinal de la suspensión primaria. Cada vagón está formado por 2 bogies y cada bogie está formado por cuatro amortiguadores longitudinales, por lo que cada vagón consta de ocho amortiguadores de este tipo. Para mantener la simetría en los componentes, y evitar los problemas que se originan cuando hay asimetrías, se ha decidido que en las simulaciones se modificarán a la vez los valores de todos estos elementos.

En la Figura 44 se muestra la variación temporal que sufre el ángulo de inclinación del vagón cuando la dureza de la amortiguación es la mitad de la inicial. Tal y como se puede apreciar en la imagen, esta configuración proporciona pocas diferencias de comportamiento respecto al caso inicial. El ángulo de máxima oscilación es de $2,8^\circ$, tan sólo 3 centésimas de grado mayor que en el caso de partida. Sin embargo, y a diferencia de los que sucede en el caso inicial, la inclinación máxima no se produce para la primera oscilación, sino en la siguiente.

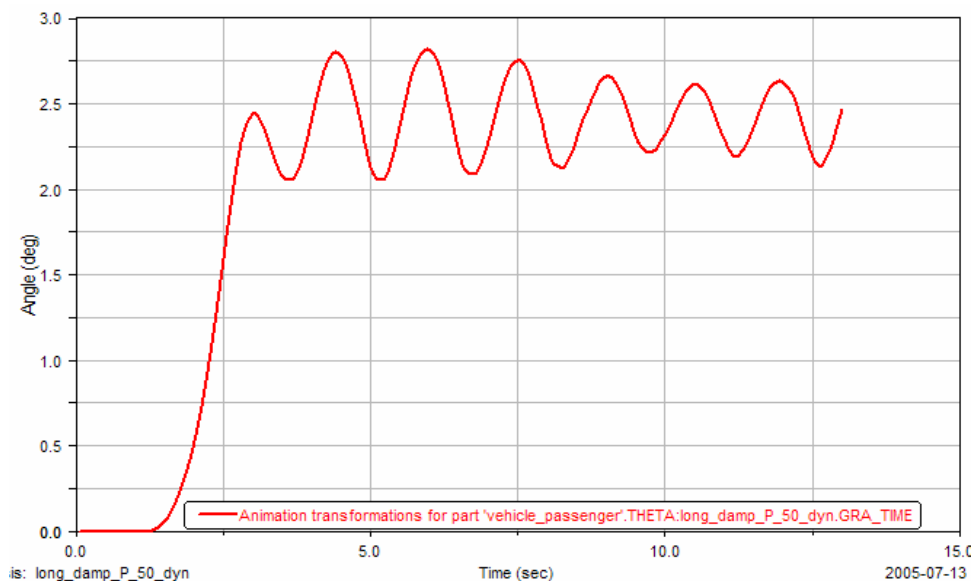


Figura 44. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal primario al 50 %

Además, las oscilaciones que se producen en la curva de radio constante sufren una atenuación, pasando de un valor máximo de $0,75^\circ$, hasta un valor mínimo de $0,38^\circ$, valor bastante aceptable para el confort en marcha. La frecuencia de las oscilaciones pasa a ser de $0,66\text{Hz}$, algo menores que en la simulación original con carga máxima.

A continuación se pasa a aumentar el valor de esta amortiguación a un valor el doble que en la configuración inicial. El resultado obtenido de la simulación se muestra en la Figura 45. Se observa que la inclinación máxima de caja se produce para un valor de $2,8^\circ$, algo menor que con una dureza de 50% del valor inicial. Para las oscilaciones posteriores, la moderación en las mismas observadas en el caso anterior desaparece para esta configuración, adquiriendo la gráfica, un perfil prácticamente exacto al del caso inicial (Carga máxima). Los valores máximo y mínimo en la amplitud de las oscilaciones quedan establecidos en $0,7^\circ$ y $0,4^\circ$ respectivamente, mientras que la frecuencia dada en las oscilaciones queda situada en $0,66\text{Hz}$.

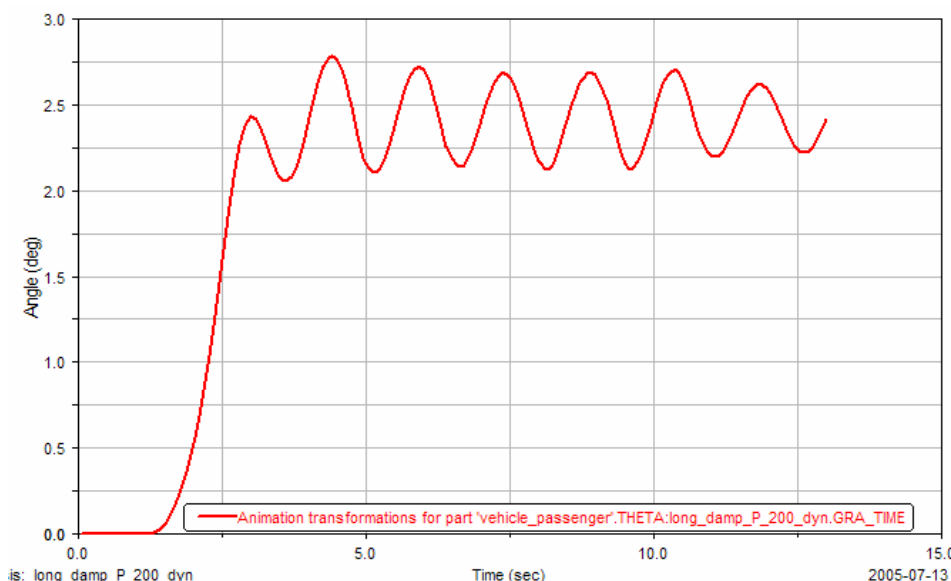


Figura 45. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal primario al 200 %

Según parece, valores bajos de rigidez en este elemento proporcionan cierta facilidad para atenuar las oscilaciones producidas en curva de radio constante, mientras que, aumentos en la dureza del amortiguador, a partir de cierto valor (en torno al inicial) no produce efectos apreciables.

7.3.1.2. Aumento dureza en amortiguador lateral primario

En la siguiente simulación se procedió a modificar el amortiguador lateral primario de la configuración inicial (carga máxima), dotándole del doble de dureza que en el caso de partida. La Figura 46 muestra los resultados de la simulación por la vía de radio de 320 m, con los tres tramos diferenciado como se explicó anteriormente. El valor máximo de inclinación de la caja asciende a $2,8^\circ$, valor superior pero parecido al inicial, por lo que se pueden considerar valores iguales.

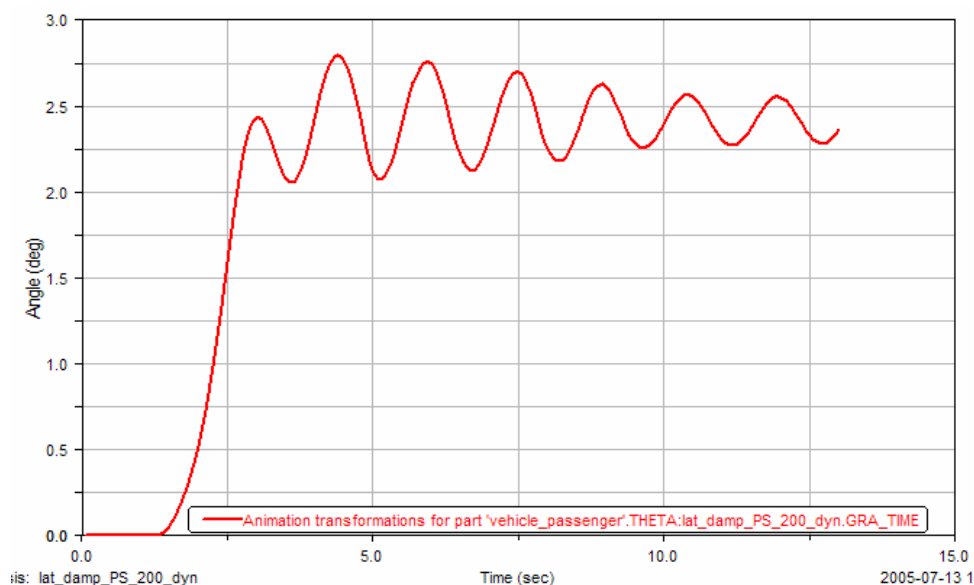


Figura 46. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador lateral primario al 200 %

En lo que respecta a las oscilaciones laterales, se produce un alargamiento (disminución de frecuencia) de las mismas en la parte final de la gráfica. La magnitud de la frecuencia permanece prácticamente invariable en 0,65Hz. La amplitud de las oscilaciones va siendo atenuada, partiendo de 0,72° de amplitud en la primera de ellas, hasta unos 0,27° de amplitud en la última oscilación visible.

Este perfil de suspensiones es recomendable para mantener al mínimo las oscilaciones laterales en curvas largas, pero no recomendable si se quiere conseguir un menor balanceo para maximizar el gálibo de material, debido a que no influye en ello.

7.3.1.3. Disminución dureza en amortiguador lateral primario

El amortiguador lateral de la suspensión primaria, actúa en dirección perpendicular al sentido de marcha y paralelo al plano horizontal, en dirección del eje Y. En este caso, la dureza del mismo queda disminuida al 50% de su valor. Con ello se consigue menor dureza en la suspensión en general, disminuyendo la capacidad de atenuación de las oscilaciones, aunque mejoraría el comportamiento en caso de circulación por vías en mal estado.

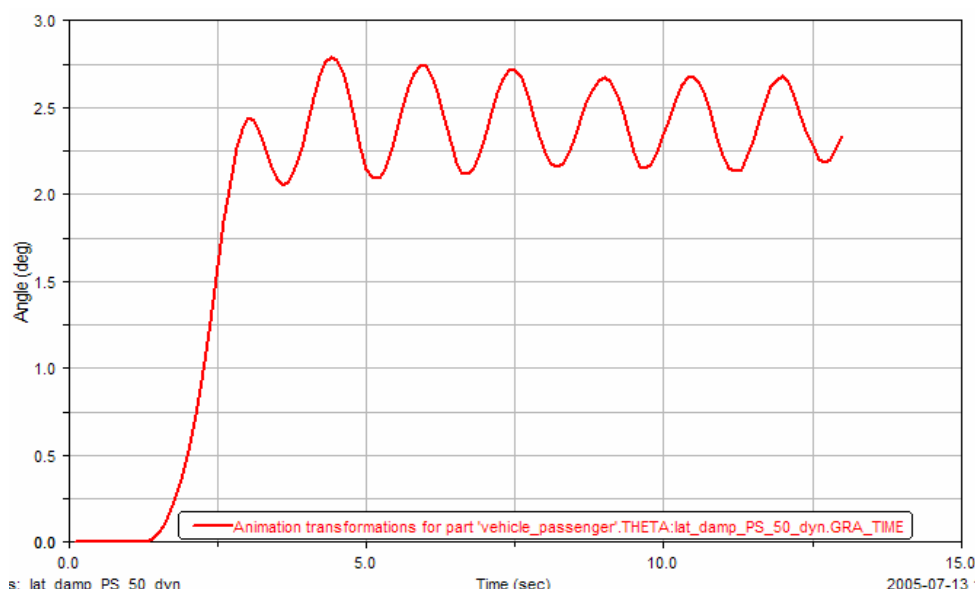


Figura 47. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador lateral primario al 50 %

Con esta configuración, al igual que se ha obtenido al aumentar la dureza del mismo amortiguador, el comportamiento en máximo apoyo no varía respecto al caso inicial, manteniéndose en el valor de $2,8^\circ$ de la simulación anterior, y prácticamente el mismo que en el caso original, según se muestra en la Figura 47. Las oscilaciones laterales de la sección de la curva de radio constante se mantienen prácticamente invariables a lo largo de todo el recorrido, presentándose cierta atenuación a mitad del mismo, pasando de $0,65^\circ$ a $0,55^\circ$, la cual vuelve a amplificarse hacia el final. La frecuencia de las oscilaciones de balanceo es de 0,66 Hz aproximadamente.

Esta configuración no es especialmente decisiva pues no aporta ningún cambio, aparentemente, en el comportamiento de la caja.

7.3.1.4. Reducción dureza en amortiguador vertical primario

El amortiguador lateral primario se encarga de absorber o filtrar las oscilaciones verticales producidas en el movimiento del ferrocarril. La inclinación de la caja en el desplazamiento del vagón a lo largo de una curva se puede asimilar a un movimiento de compresión vertical en la suspensión que se encuentra en el lado exterior de la curva, y otro movimiento, igual pero de sentido contrario (de extensión) en la parte interior de la curva y

en dirección vertical. Por ello, estos amortiguadores son a priori, los que mayores efectos provocan en el comportamiento de la caja.

La simulación llevada a cabo en este caso consiste, al igual que en los casos anteriores, en cambiar exclusivamente la dureza del amortiguador en cuestión, es decir, el amortiguador vertical primario de cada lado de los 2 bogies que componen el vagón. En esta simulación, la dureza original del amortiguador queda reducida a la mitad del valor de partida.

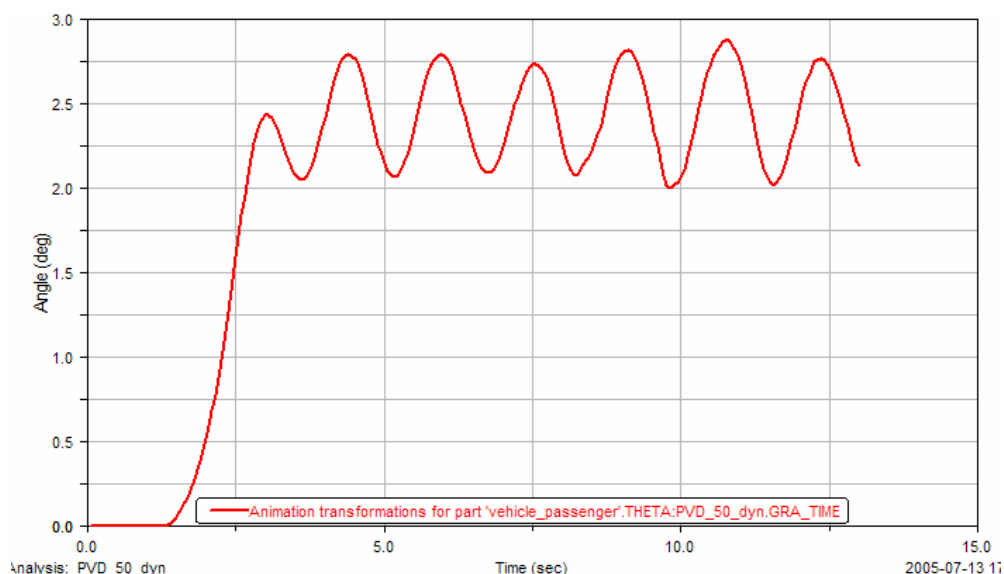


Figura 48. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical primario al 50 %

Con esta configuración, y según se muestra en la Figura 48, el comportamiento empeora respecto al caso inicial, produciéndose un valor máximo de la inclinación de la caja de $2,9^\circ$, obtenido en la quinta oscilación, al contrario que en la mayoría de los casos anteriores, en los que se producen en la primera o segunda oscilación. Las oscilaciones laterales de la sección de la curva de radio constante van aumentando poco a poco a lo largo de todo el recorrido, presentándose un máximo al final del mismo, pasando de $0,7^\circ$ iniciales, a $0,88^\circ$ de valor máximo. El mínimo de amplitud queda situado en $0,61^\circ$. La frecuencia de las oscilaciones de balanceo desciende hasta $0,61\text{Hz}$ aproximadamente.

7.3.1.5. Aumento dureza en amortiguador vertical primario

La simulación de este caso responde a un aumento de la dureza del amortiguador vertical primario hasta una magnitud doble del valor inicial. En la Figura 49 se muestra que el ángulo máximo de balanceo es de $2,8^\circ$, producidos en la primera oscilación. En el tramo de

vía de radio constante, las oscilaciones producidas tienen una amplitud máxima de $0,68^\circ$, para pasar a tener un valor mínimo, de $0,5^\circ$. La frecuencia de oscilación está en torno a $0,64\text{Hz}$, algo más baja que la configuración por defecto.

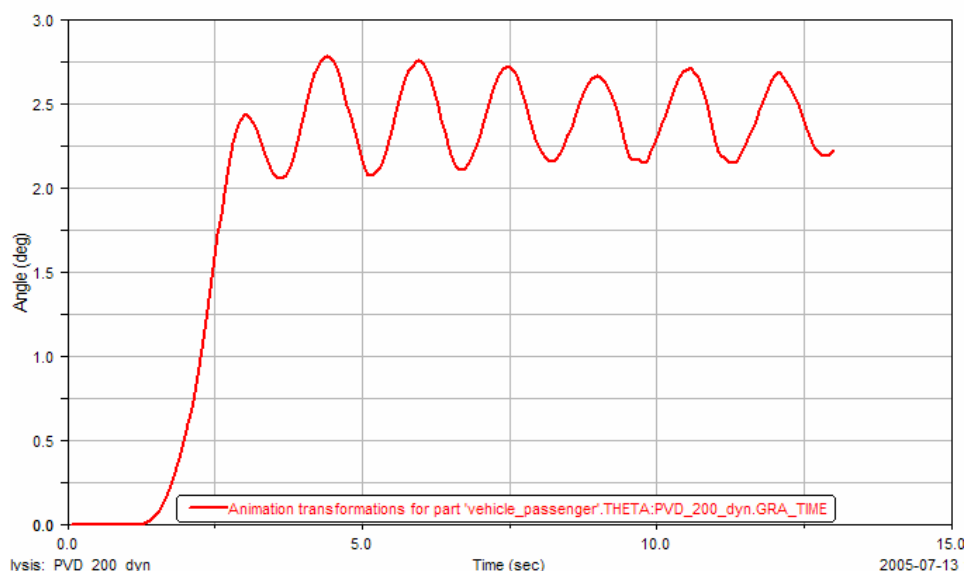


Figura 49. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical primario al 200 %

7.3.2. Suspensión primaria: Resorte

7.3.2.1. Disminución de rigidez transversal en dirección X

El muelle de la suspensión primaria está colocado para que su funcionamiento sea en dirección vertical, o eje z. No obstante, los muelles también poseen, cierta rigidez en las direcciones perpendiculares a la de compresión.

Normalmente, las rigideces transversales suelen ser iguales entre ellas, pero puede darse la situación en que las características de las espiras o la geometría del muelle permitan diferenciar la rigidez transversal según las distintas direcciones de actuación.

En este caso, se ha simulado la situación del aumento de la rigidez transversal de la suspensión primaria que actúa en la dirección de movimiento del vehículo, es decir, el eje X. La Figura 50 muestra el resultado de disminuir dicha rigidez a la mitad de su valor.

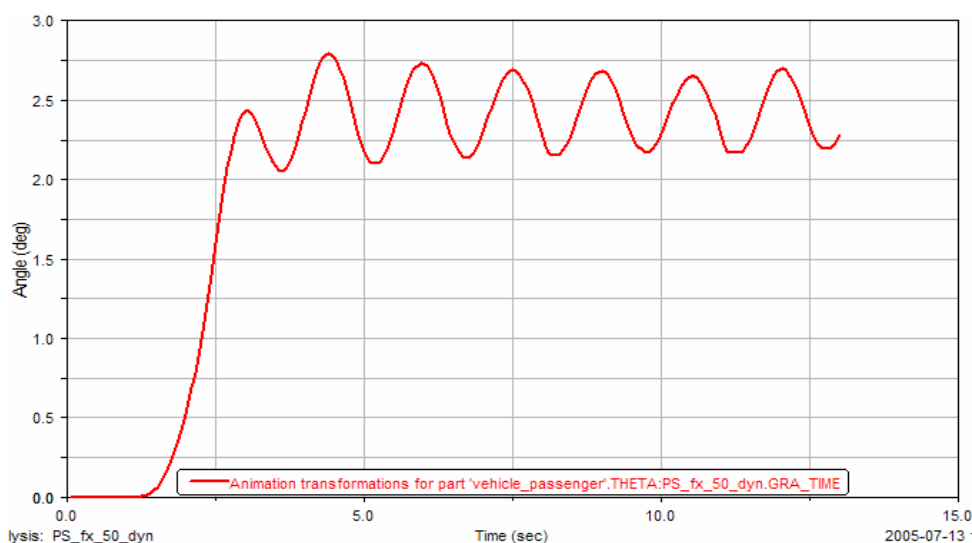


Figura 50. . Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal primario al 50 %

Como resultado de esta simulación se tiene un valor de inclinación de la caja máximo de $2,8^\circ$ tras la primera oscilación, correspondiente al inicio de la tercera parte del perfil (curva de radio constante), que es igual al obtenido inicialmente. Las oscilaciones posteriores tienen una amplitud igual a la obtenida para el primer caso, por lo que esta configuración no aporta ninguna característica especial frente a la configuración original.

La frecuencia del movimiento de balanceo permanece en unos $0,65\text{Hz}$, y la amplitud máxima observada es de $0,7^\circ$, al igual que en la configuración original con carga máxima.

7.3.2.2. Aumento de la rigidez transversal en dirección X

En esta simulación se aumentará la rigidez del muelle que forma la suspensión primaria, en dirección transversal y en la de la marcha (eje X). En la Figura 51 se muestran los valores de la inclinación de la caja durante la simulación. El valor máximo de balanceo de la caja es igual a $2,8^\circ$ y se produce al principio de la zona de radio constante.

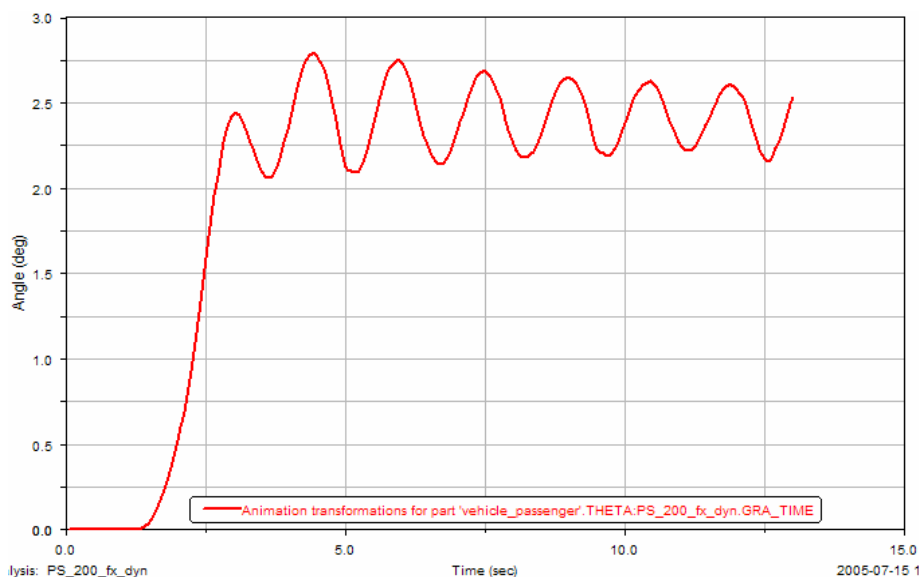


Figura 51. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal primario al 200 %

La diferencia con los datos de partida es mínima, y sólo se encuentra variaciones en el comportamiento posterior a este máximo, en la que las oscilaciones se van atenuando de amplitud, pasando de 0,75° de valor máximo, hasta unos 0,4° de valor final entre máximo y mínimo consecutivos.

Por otro lado, la frecuencia de las oscilaciones aumenta ligeramente, pasando a ser de unos 0,7 Hz, aunque este valor no afecta a la comodidad de marcha en ningún caso.

7.3.2.3. Disminución de la rigidez transversal en dirección Y

La rigidez transversal de la suspensión queda, en este caso, alterada en la dirección perpendicular al sentido de movimiento, siendo éste el eje Y. En la primera opción se ha reducido la rigidez del muelle en esta dirección hasta la mitad del valor inicial. La Figura 52 muestra el ángulo de balanceo de la caja a lo largo de la simulación. Se puede ver que el ángulo máximo aumenta muy ligeramente hasta los 2,8°, valor también cercano al original. Las oscilaciones producidas mantienen la amplitud casi constante, salvo la parte final en la que se produce algo de atenuación.

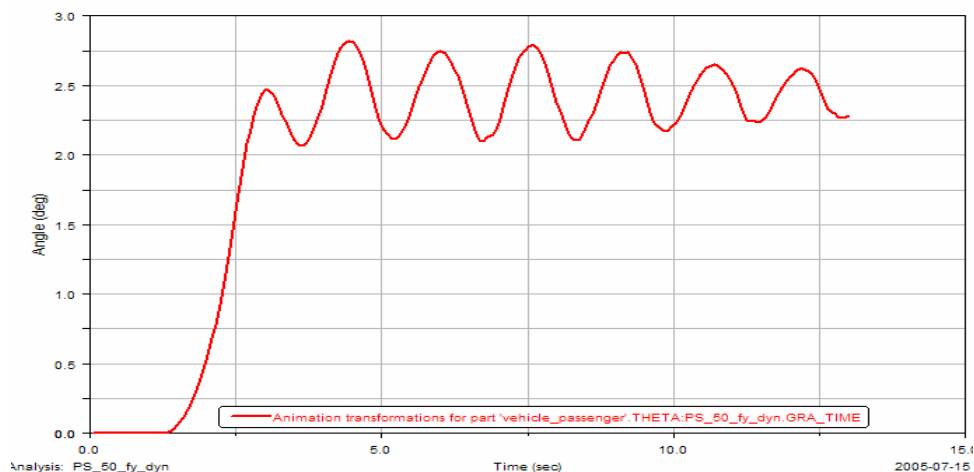


Figura 52. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal primario al 50 %

La frecuencia de oscilación queda en, aproximadamente 0,62Hz, y la amplitud de las oscilaciones aproximadamente 0,7° entre extremos relativos como valor máximo inicial, y de 0,38° de valor mínimo al final de la simulación.

Como resultado, esta variación no aporta tampoco variaciones importantes en el comportamiento del vehículo.

7.3.2.4. Aumento de la rigidez transversal en dirección Y

Esta simulación se corresponde con un aumento de rigidez del muelle en la dirección Y hasta una magnitud un 200% mayor que su valor inicial. La Figura 53 muestra el resultado de la simulación.

El valor máximo de balanceo es de 2,8°, obtenido en la primera oscilación de la zona correspondiente a la curva de radio constante. La amplitud de las oscilaciones posteriores es de un valor medio aproximado de 0,55° entre extremos relativos, pasando de 0,68 a 0,46°. La frecuencia a la que se produce la oscilación es de 0,65Hz, valor bastante habitual en muchas de las otras simulaciones realizadas.

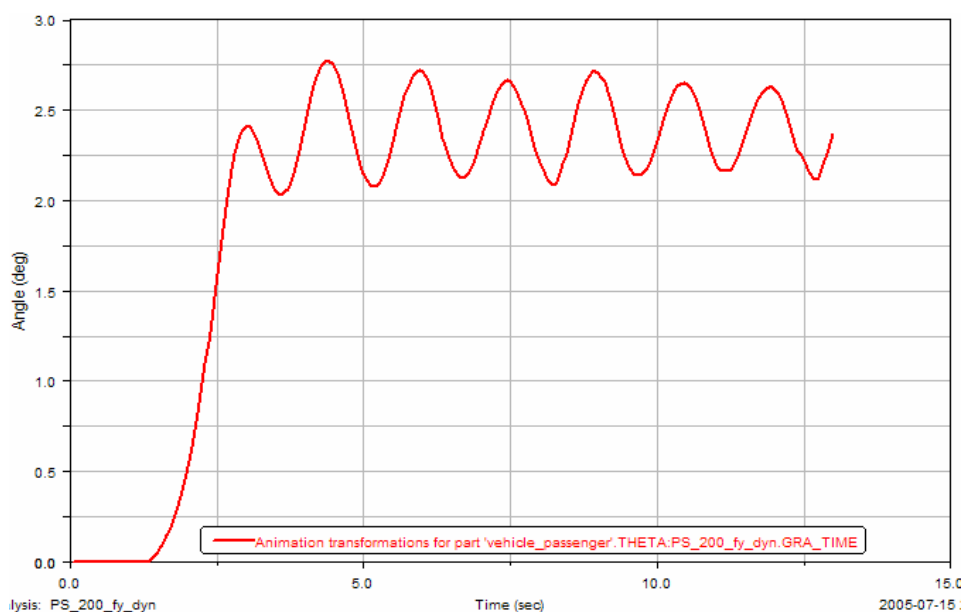


Figura 53. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal primario al 200 %

7.3.2.5. Disminución de la rigidez Vertical en Z

El muelle de la suspensión primaria puede ser alterado en la dirección principal en la que actúa. Como el muelle viene colocado en posición vertical, la dirección principal de actuación es la que marca la dirección vertical, Z. La rigidez en dicha dirección, en este caso, ha sido disminuida hasta la mitad de su valor original.

Esta configuración cambia de forma considerable el comportamiento del vehículo en curva, produciendo un aumento del ángulo de balanceo, tanto en el valor máximo, como en la amplitud de las oscilaciones, según se muestra en la Figura 54. El valor máximo del ángulo de balanceo es de $5,9^\circ$, valor muy grande en comparación con los valores obtenidos con la configuración inicial, que hace que esta configuración no sea válida. Otro dato interesante a observar es que el ángulo máximo de inclinación lateral se produce en la zona de la curva de transición, a diferencia de donde se obtiene en las simulaciones anteriores, en los que se este ángulo se produce en el principio de la curva de radio constante.

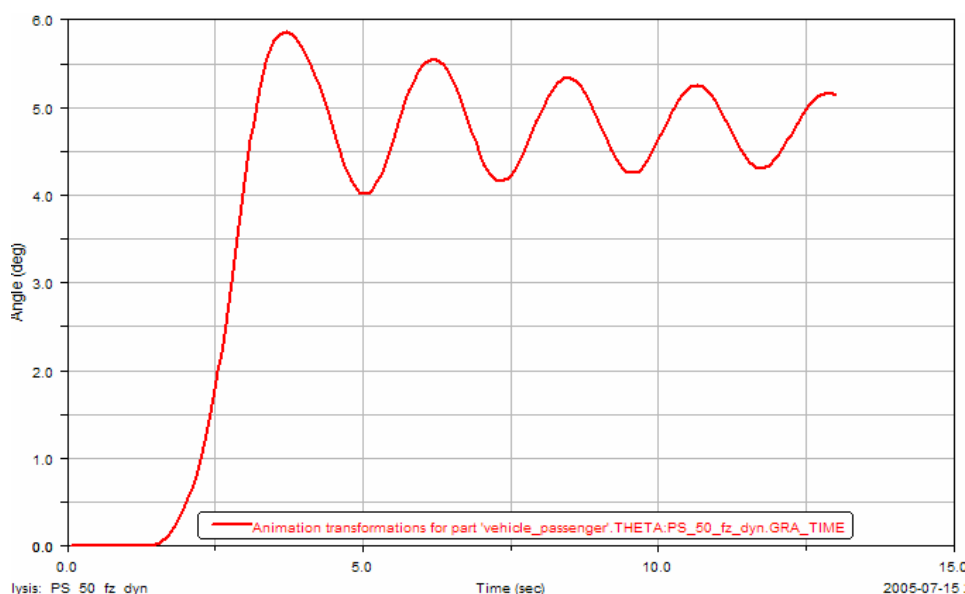


Figura 54. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical primario al 50 %

Por otra parte, la frecuencia de las oscilaciones se queda en 0,45Hz, valor mucho menor de lo habitual, que las hace lentas y amplias, con casi 2° de amplitud entre extremos en el peor de los casos (1,8°), acabando en unos valores mejores de un 1°.

Como es de prever, los cambios realizados en los componentes verticales de las suspensiones producen efectos mucho más apreciables que los efectuados en los componentes con otras direcciones.

Esta configuración proporciona un aumento de la comodidad en recta, debido a la mayor capacidad de absorber irregularidades de la vía, pero, en caso de insuficiencia o exceso de peralte, se aprecian las carencias de esta configuración.

7.3.2.6. Aumento de la rigidez Vertical en Z en el muelle

En este apartado se aumenta la rigidez del muelle de la suspensión primaria en un 200% respecto de su valor inicial. La Figura 55 muestra los valores del ángulo de inclinación de la caja con esta configuración. Es apreciable el cambio notable en el comportamiento para este caso, contando con un máximo de balanceo, de 1,3°, valor muy pequeño que, de hecho, es incluso menor al rango de las oscilaciones obtenidas en algunas de las simulaciones analizadas en otros apartados. Además, las oscilaciones tienen una amplitud

muy pequeña, teniendo un valor máximo entre extremos de $0,35^\circ$, siendo el valor más común en las demás oscilaciones de $0,22^\circ$

La frecuencia de oscilación del ángulo de balanceo asciende a 0,96 Hz, en contraste con las frecuencias comunes de 0,66 Hz. Este indicador incide negativamente en el confort de marcha, por lo que esta configuración debería ser tenida en cuenta en casos en los que la configuración tomada por defecto no es asumible debido a algún aspecto crítico.

El aumento de la rigidez en la dirección vertical proporciona una cierta mejora del comportamiento del vehículo en condiciones de insuficiencia o exceso de peralte. Para casos en los que la vía es compartida con otros vehículos y, por tanto sea difícil que el peralte consiga ser el adecuado para todo tipo de vehículos, quizá sea necesario en algunos vehículos aumentar la rigidez del vehículo para conseguir un gálibo de construcción acorde con el dinámico de la vía.

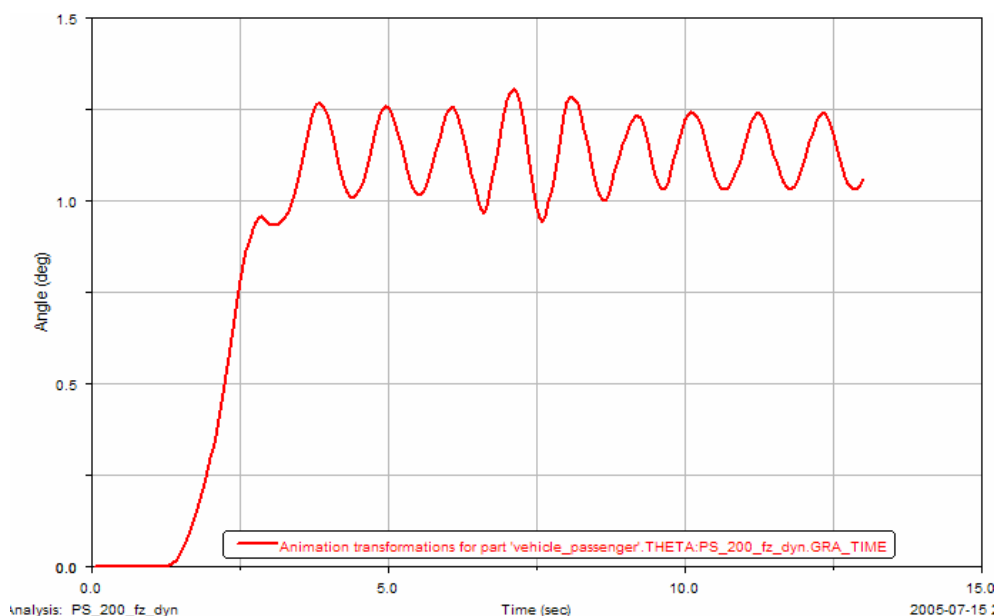


Figura 55. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical primario al 200 %

7.3.3. Suspensión secundaria: Amortiguación

La suspensión secundaria posee, al igual que la primaria, amortiguadores en posición lateral y vertical pero, para este tipo de vehículo, la suspensión longitudinal no viene contemplada.

Los efectos del amortiguador longitudinal son, principalmente, como sistema antilazo. En caso de análisis de estabilidad y comportamiento en línea recta es importante tener en cuenta esta característica, pero en el estudio del comportamiento en curva en términos de inclinación de caja, el efecto del amortiguador antilazo adquiere poca importancia. Por esta razón, no se realizará un estudio de la sensibilidad del amortiguador antilazo.

7.3.3.1. Disminución de la dureza en el amortiguador lateral

La Figura 56 muestra los resultados obtenidos de la simulación de cómo varía el ángulo de balanceo de la caja del vehículo cuando se reduce a la mitad la dureza del amortiguador lateral.

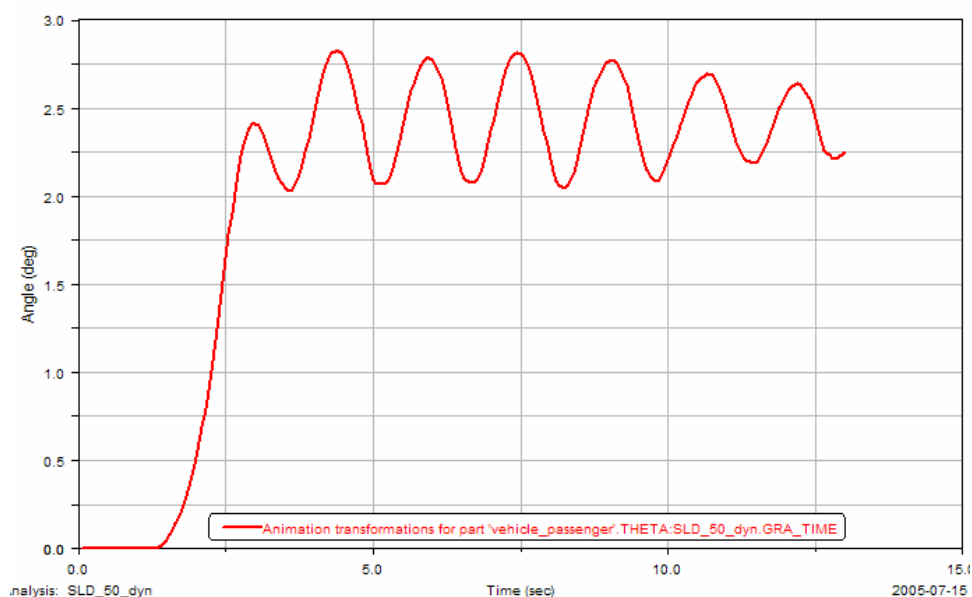


Figura 56. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal secundario al 50 %

Los efectos de esta configuración vuelven a ser poco relevantes en las características del movimiento en curva, presentándose valores muy similares a los obtenidos con la configuración inicial. El ángulo de inclinación máximo, es de $2,8^{\circ}$, siendo éste un 1,3% mayor que la configuración de carga máxima (inicial).

De igual manera, la amplitud de las oscilaciones de la caja en curva de radio constante quedan en, aproximadamente, $0,73^{\circ}$ entre máximos, como valor mayor, bajando a $0,55^{\circ}$ de valor mínimo al final de la simulación. En este caso, la atenuación se produce a partir de la

mitad del recorrido por la curva de radio constante, siendo anteriormente aproximadamente constante. La frecuencia dada en la zona de las oscilaciones aumenta ligeramente hasta el valor de 0,69 Hz.

7.3.3.2. Aumento dureza en amortiguador lateral

Según lo visto en el caso de la disminución de dureza en este amortiguador, cabe esperar que los efectos de un aumento de dureza en esta configuración no contribuyan especialmente a ningún cambio sustancial en el comportamiento del vehículo en la curva. La dureza del amortiguador se ha visto aumentada un 100% por encima de su valor inicial llegando al 200% respecto el mismo.

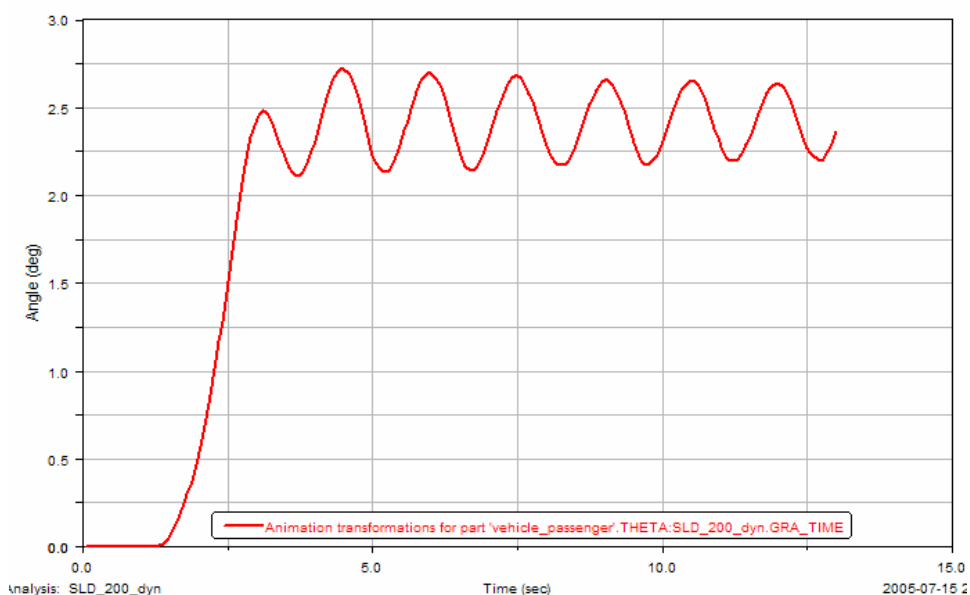


Figura 57. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador longitudinal secundario al 200 %

Se puede apreciar una ligera reducción en el ángulo máximo de balanceo de la caja, fijando su valor en 2,7°, o lo que es lo mismo, un 2,5% menos que en la configuración de carga máxima (inicial). La amplitud de las oscilaciones del ángulo se sitúa en 0,52° entre máximos como valor de partida, para ir descendiendo progresivamente hasta unos 0,37° obtenidos al final del recorrido. Se observa que la atenuación producida es mayor en la parte inicial de la curva de radio constante, manteniéndose casi invariable hacia el final.

La frecuencia de oscilación del movimiento de balanceo se mantiene en 0,65Hz, siendo éste un valor bastante común con la mayoría de las simulaciones.

7.3.3.3. Disminución dureza en amortiguador vertical secundario

El amortiguador vertical secundario amortigua los movimientos en la dirección vertical, producidos entre la caja del vagón y la estructura del bogie. La Figura 58 muestra los resultados de la simulación obtenidos al reducir a la mitad el valor de este amortiguador.

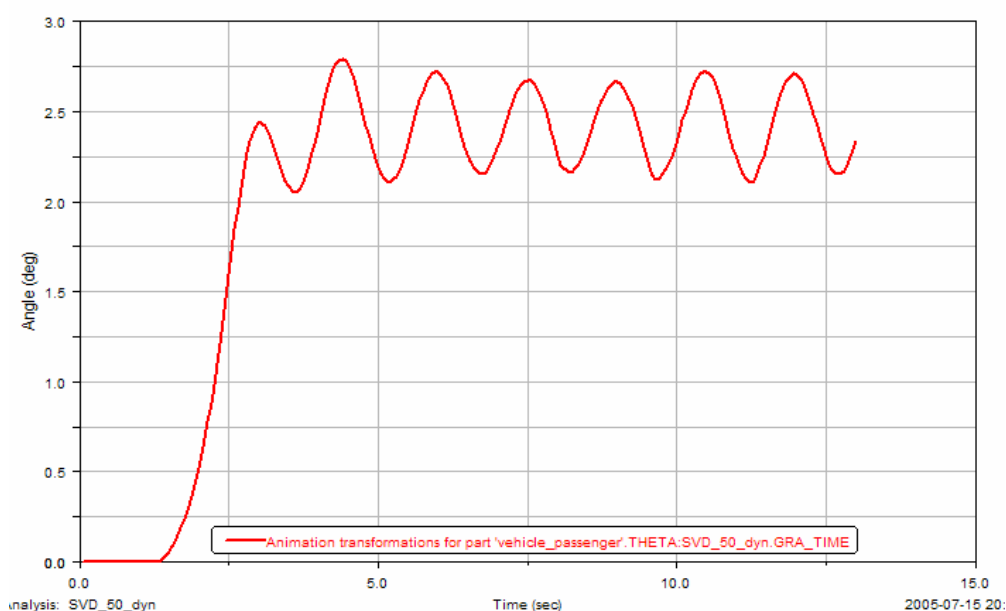


Figura 58. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical secundario al 50 %

El valor de inclinación máxima es de 2,8°, similar al caso inicial, mientras que las oscilaciones producidas tienen una amplitud máxima de 0,68° al principio de las mismas, y de 0,48° en la zona media. Se aprecia un efecto “rebote” en la atenuación de las oscilaciones, pues a partir de la zona media, la atenuación producida se amplifica, llegando al final de la simulación, a oscilaciones del orden de las iniciales.

La frecuencia dada en las oscilaciones vuelve a ser de 0,65Hz, valor bueno en términos de confort.

7.3.3.4. Aumento dureza en amortiguador vertical

En este apartado, la dureza del amortiguador secundario vertical se incrementa hasta un 200% del valor de partida. El aumento de dureza repercute en el comportamiento del vehículo según muestra en la Figura 59. El valor máximo de balanceo se sitúa en $2,8^\circ$ en la primera oscilación, valor prácticamente mantenido en oscilaciones sucesivas, cuya amplitud pasa de $0,7^\circ$ iniciales hasta $0,44^\circ$ de valor mínimo al final. La frecuencia, asimismo, continúa en 0,65 Hz como es habitual.

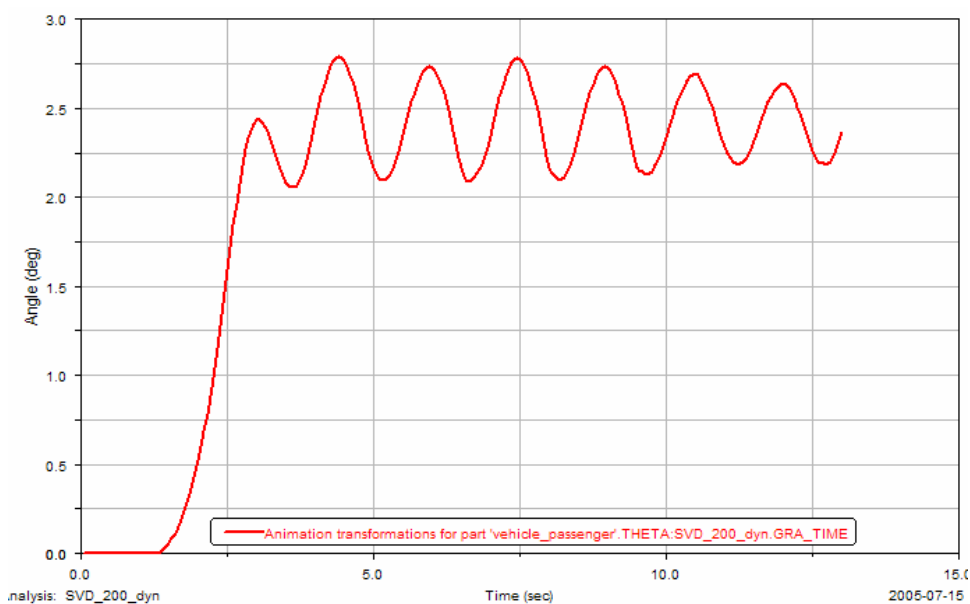


Figura 59. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un amortiguador vertical secundario al 200 %

7.3.4. Suspensión Secundaria: Resortes

7.3.4.1. Disminución rigidez transversal en dirección longitudinal

El muelle de la suspensión secundaria actúa entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo. Se posiciona de forma vertical y, al igual que el muelle de la suspensión primaria, tiene la rigidez propia del muelle en la dirección principal de funcionamiento (dirección Z en coordenadas globales) y rigideces transversales en las otras dos direcciones espaciales perpendiculares a la principal (en este caso, ejes X e Y).

En esta simulación, la rigidez del muelle ha sido modificada en la dirección de movimiento del vehículo, siendo ésta una de las direcciones transversales al muelle. Para el primer caso, se ha disminuido la rigidez hasta la mitad de su valor de partida. La Figura 60 muestra sus efectos en la circulación del vehículo.

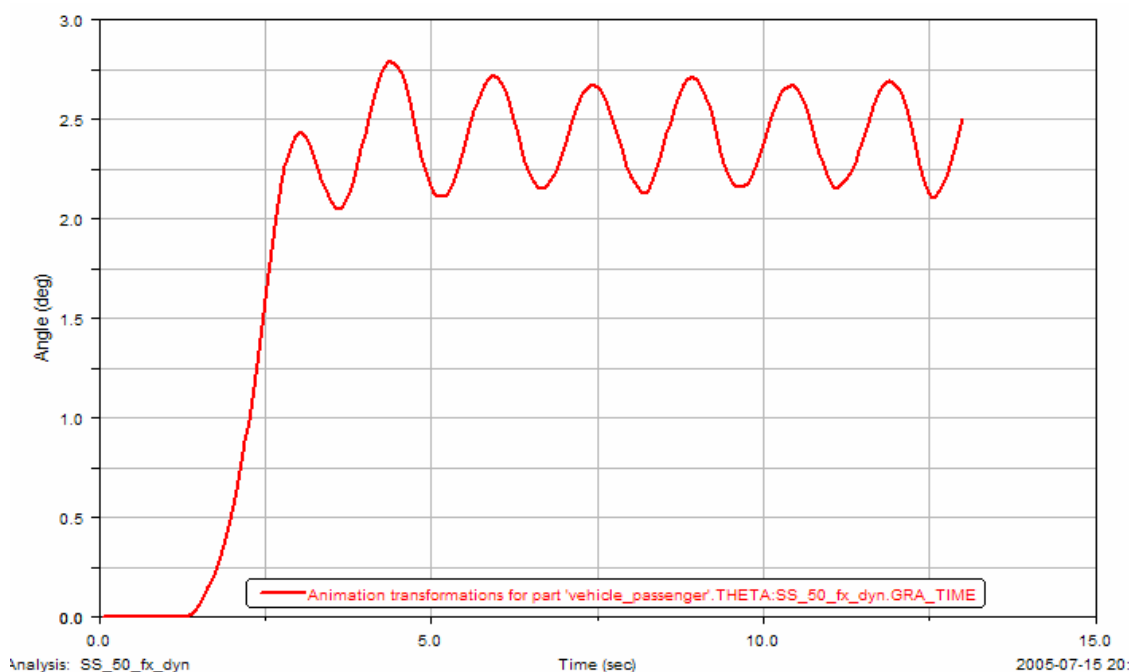


Figura 60. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 50 %

El ángulo máximo de balanceo apenas se ve alterado con esta configuración, manteniéndose en los 2,8°, obtenidos en la primera oscilación de la curva de radio constante. El tren de oscilaciones producido después mantiene casi constante la amplitud de las mismas tras la segunda, obteniéndose un valor medio de 0,55° entre extremos relativos, pasando de 0,65 hasta el mínimo de 0,42°. La frecuencia de las oscilaciones queda fijada en 0,68Hz, valor muy próximo al 0,66Hz obtenido en la configuración inicial.

7.3.4.2. Aumento rigidez transversal en dirección longitudinal

En este apartado se modifica la rigidez del muelle en la misma dirección que en el caso anterior, dándole un valor el doble de rigidez que en el caso inicial. El resultado se muestra en la Figura 61.

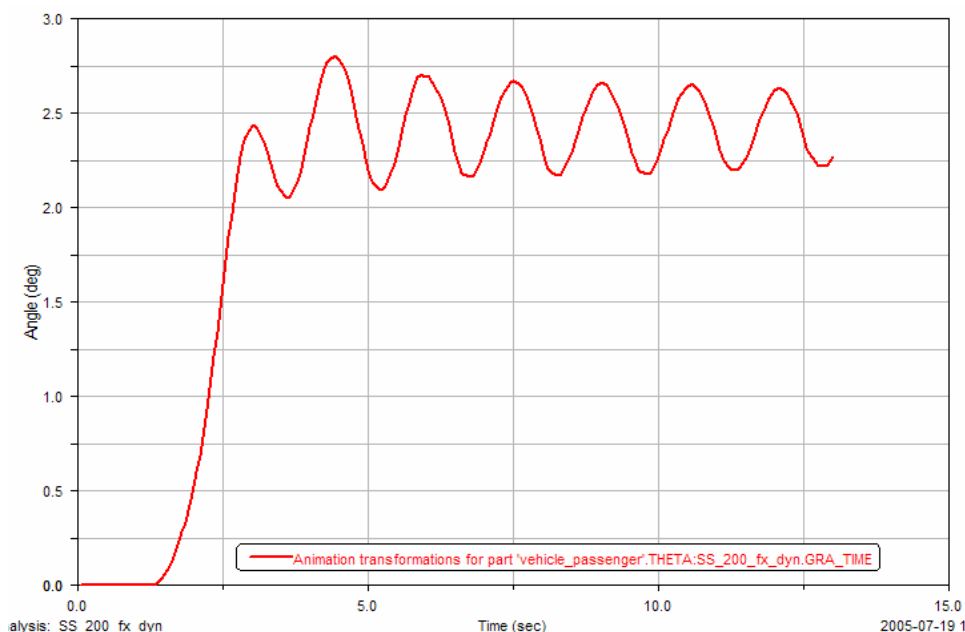


Figura 61. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 200 %

En esta ocasión, se observa que las modificaciones producidas en este elemento no producen grandes cambios en el comportamiento del vagón frente al gálibo aunque aumentan el valor máximo de inclinación de la caja hasta los 3,0°.

Sin embargo, las oscilaciones sí se ven atenuadas a medida que circula el vehículo, aunque la atenuación producida no es muy importante. El valor máximo de la amplitud de oscilación es de 0,69°, en la primera de ellas, teniendo el mínimo al final y de valor 0,45°.

La frecuencia de oscilación sí baja ligeramente hasta 0,64Hz, aunque se trata de una diferencia mínima respecto a los valores iniciales.

7.3.4.3. Disminución rigidez transversal en dirección lateral

La dirección Y es la otra dirección transversal del muelle de la suspensión secundaria. En esta simulación se ha realizado pruebas con una disminución de la rigidez en esta dirección a un 50% del valor inicial, consiguiéndose problemas de estabilidad que impedían que se realizase la simulación correctamente. Según el programa, se daban condiciones que provocaban un descarrilamiento del vehículo.

Por ello se fue aumentando progresivamente la rigidez de la suspensión, hasta que al 65% de rigidez respecto el modelo original, se consiguió evitar este problema. La curva de esta configuración se muestra en la Figura 62.

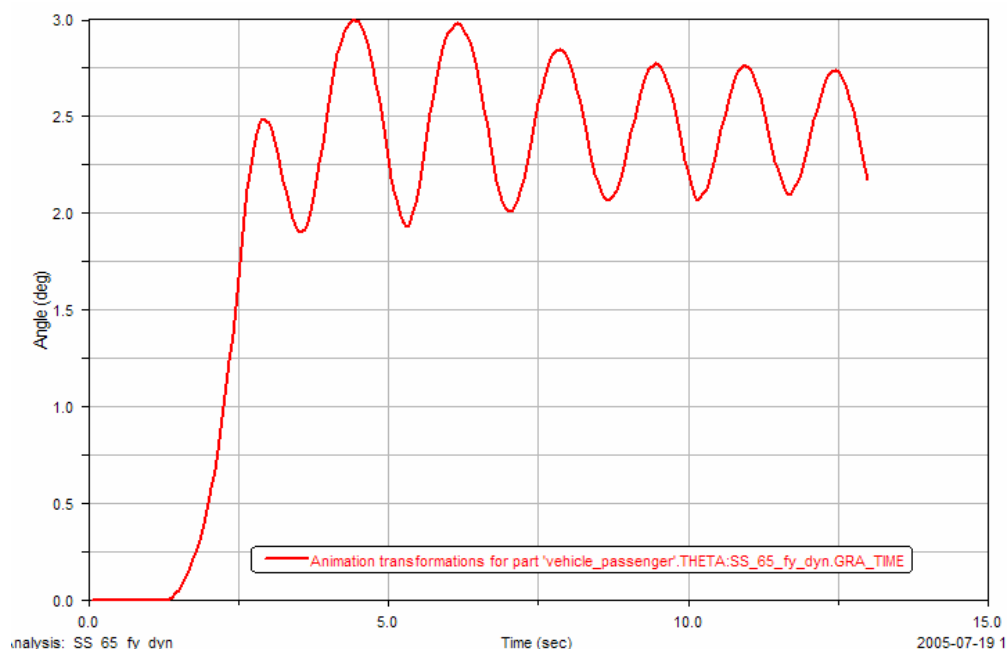


Figura 62. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 65 %

El ángulo máximo de inclinación no es mucho más acusado que en lo casos normales de funcionamiento, obteniéndose un valor de $3,0^\circ$, siendo sólo $0,2^\circ$ mayor que otros casos. Se puede deducir de este dato, que el problema de descarrilamiento producido no tiene que ver con el valor de este ángulo, como podría pensarse antes de simular con el 65%.

Las oscilaciones posteriores sí presentan valores más significativos de amplitud, siendo éstas de más de 1° entre extremos, consiguiéndose picos de $1,15^\circ$ de amplitud, estando el mínimo fijado en $0,63^\circ$. Se supone que por este camino pueden ir los problemas de estabilidad. La frecuencia de las oscilaciones se fija en unos 0,6Hz, algo más lentas que las oscilaciones de otros casos.

Para poder identificar el problema con mayor precisión se ha realizado una tercera simulación con otro valor intermedio respecto al caso normal, en la que la rigidez del muelle ha sido disminuida al 75% de su valor original, para así poder comparar con mayor

certeza cual de los efectos estudiados es más crítico y establecer comparaciones. Los resultados de esta simulación se muestran en la Figura 63.

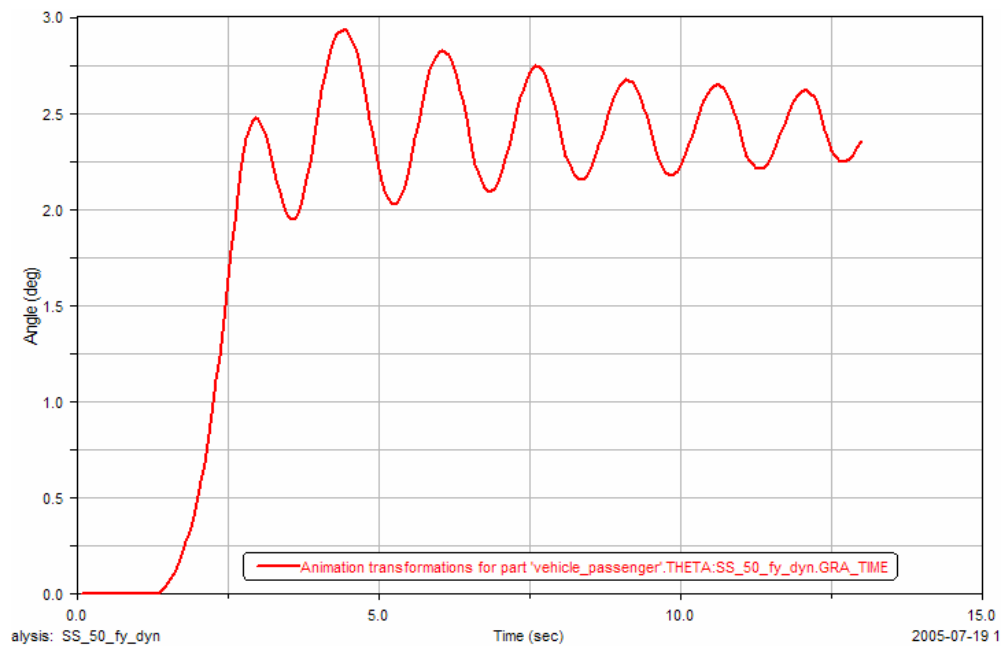


Figura 63. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 75 %

Para un 75% de rigidez, el ángulo máximo de inclinación desciende, respecto al 65%, ligeramente hasta 3,0°. La amplitud entre extremos de las oscilaciones comienza con un valor máximo de 0,95°, para llegar a amplitudes finales de 0,4°. La frecuencia de las oscilaciones asciende a 0,66Hz, como en los casos iniciales.

La Figura 64 compara simultáneamente la configuración de la rigidez al 65% con la rigidez al 75%, lo que permite identificar diferencias y similitudes con mayor facilidad.

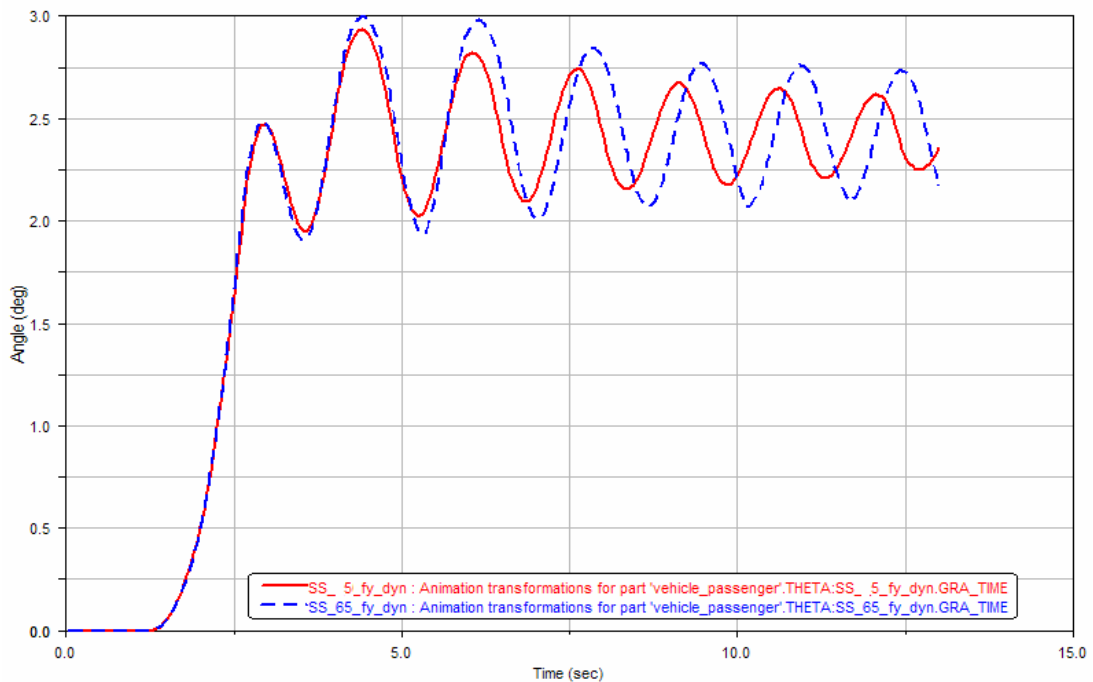


Figura 64. Comparación del comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320 m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 65 % (línea roja) y 75 % (línea azul)

7.3.4.4. Aumento rigidez transversal en dirección lateral

En el muelle de suspensión secundaria se ha aumentado la rigidez transversal en dirección Y, hasta el doble del valor inicial. Aparentemente, según se mostró en la anterior simulación, cambios en este elemento provocaban grandes diferencias en la amplitud de las oscilaciones producidas tras el máximo de balanceo, pero no así en la inclinación máxima producida (Figura 65). El máximo ángulo de inclinación producido queda contenido en $2,5^\circ$, que resulta ser un valor mucho mejor del habitual para tratar el problema del gálibo.

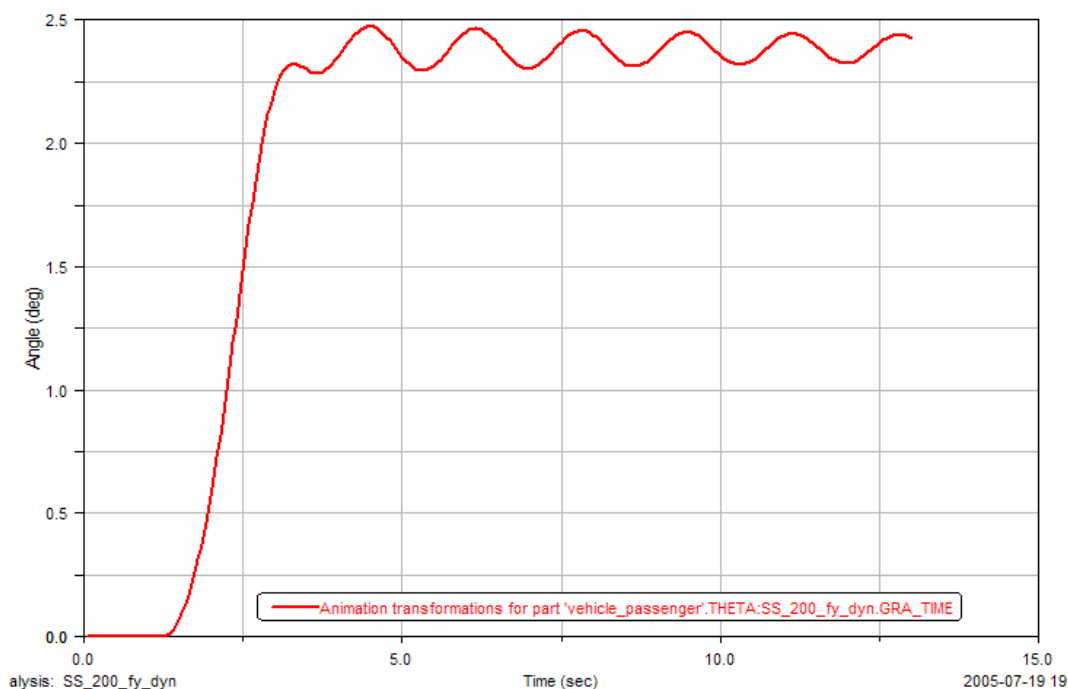


Figura 65. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte transversal secundario al 200 %

El confort de marcha también se ve afectado en este caso, pues las oscilaciones producidas tienen muy baja amplitud entre extremos, lográndose intervalos de $0,17^\circ$ de valor máximo, y $0,12^\circ$ de valor mínimo al final de la simulación. La amplitud de las oscilaciones tiene cierta atenuación, pero con un comportamiento bastante estable.

La frecuencia de las oscilaciones, en vez de verse aumentada, según se podría deducir de la comparación de rigidez entre el 65 y el 75%, vuelve a verse reducida, hasta llegar al valor de 0,6 Hz, valor también obtenido en la simulación del 65%.

Esta configuración consigue mejorar sensiblemente el comportamiento del vehículo en todo tipo de condiciones.

7.3.4.5. Disminución rigidez principal en dirección Z

Mediante la disminución de la rigidez de la suspensión en dirección de su eje, se consigue un menor esfuerzo para mitigar los movimientos relativos de acercamiento-alejamiento, producidos entre la caja y el bastidor del bogie. En este apartado, se ha disminuido dicha

rigidez de dicho muelle, hasta el 50% del valor original. La Figura 66 muestra los efectos de este cambio.

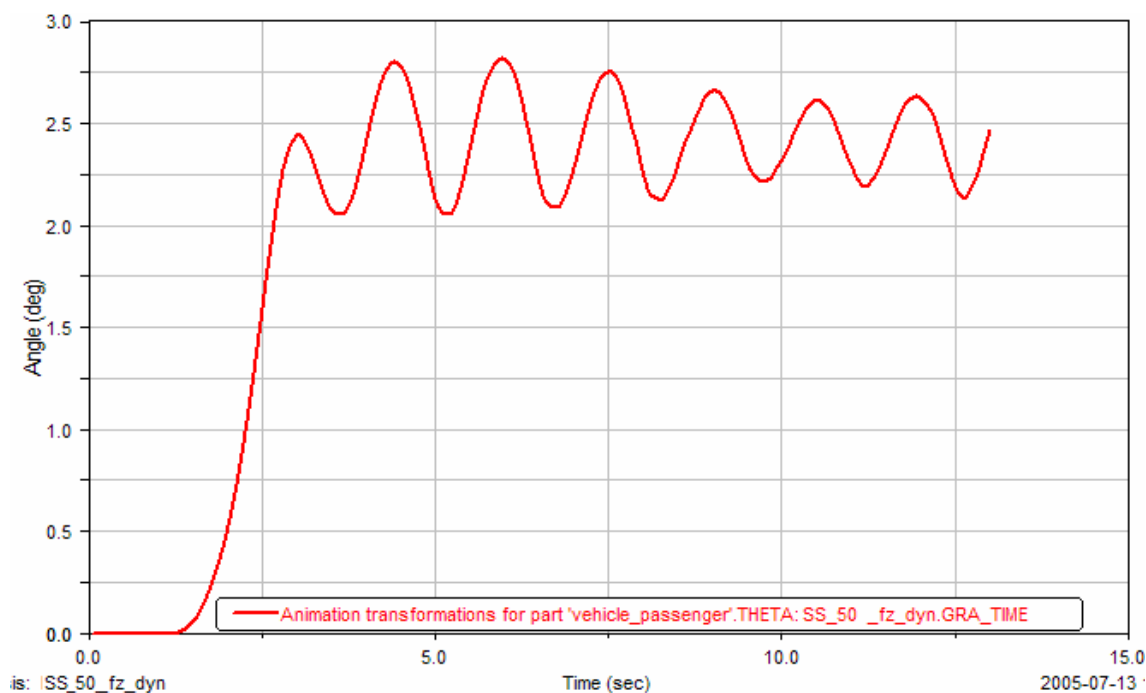


Figura 66. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte longitudinal secundario al 50 %

El máximo de amplitud producido corresponde a 2,8° de inclinación de caja, dado en la 2ª gran oscilación, mientras que la amplitud de las oscilaciones se inicia con una amplitud máxima de 0,7° entre extremos relativos para, posteriormente, ir descendiendo hasta unos 0,4° de amplitud cerca del final de la simulación. La frecuencia de las oscilaciones queda comprendida en los 0,65 Hz.

7.3.4.6. Aumento rigidez principal en dirección Z

En este caso se aumenta un 100% la rigidez anteriormente indicada, haciendo que el elemento sea el doble de rígido que en la configuración inicial. Los efectos de esta nueva configuración se muestran en la Figura 67.

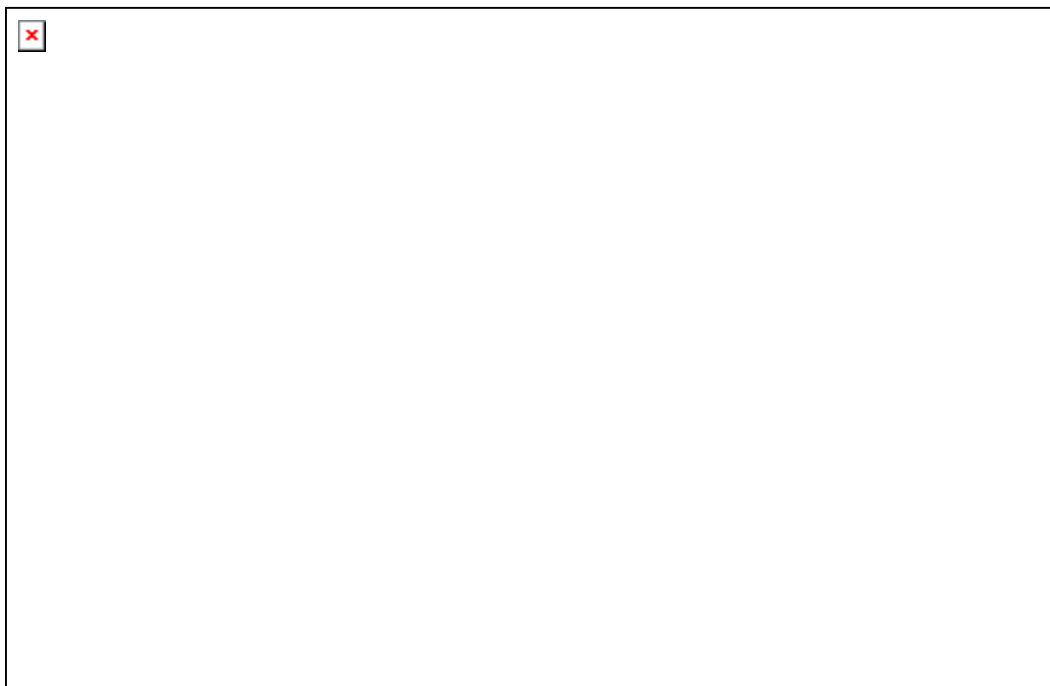


Figura 67. Comportamiento del ángulo de inclinación para el TRD en una curva de 320m de radio y 300 m de longitud con un resorte vertical secundario al 200 %

A pesar de intuir que una rigidización de este elemento limitaría el ángulo de inclinación de caja, se puede apreciar que en este caso apenas se muestran cambios significativos que lleven a dicha conclusión. Por el contrario, se observa un ángulo máximo de balanceo de $2,8^\circ$, que aparece a partir de la tercera oscilación, en vez de desarrollar este máximo en la primera. Este detalle carece de importancia, pues la amplitud de las oscilaciones se mantiene prácticamente invariable a lo largo de toda la simulación en, aproximadamente, $0,7^\circ$ de amplitud. La frecuencia de las oscilaciones desciende ligeramente hasta el valor de 0,63Hz.

7.4. Resumen de las simulaciones

En la Tabla 18 se muestran los resultados del comportamiento de un TRD cuando se le pone una suspensión de una tren de alta velocidad y una suspensión con valores intermedios a ambos. Se observa que la suspensión afecta fuertemente al comportamiento dinámico del vehículo, y por lo tanto también en el valor del gálibo. Además, es importante seleccionar unos valores de los elementos de la suspensión adecuados a cada tipo de vehículo.

Tabla 18. Tabla de configuraciones iniciales

Configuración	Variac. inclinación	Variac. amplitud max.	Variac. amplitud min.	Variac. Frecuencia
Inicial	2,785	0,75	0,45	0,66
Alta veloc	4,44	2,64	1,1	0,53
	59,43%	252,00%	144,44%	144,44%
intermedia secundario	248,50%	70,00%	58,00%	69,00%
	-10,77%	-6,67%	28,89%	28,89%

Tabla 19. Tabla de magnitudes efectivas

Elemento modificado	Dirección de actuación	Magnitud de Cambio (%)	Valor inclinación (°)	amplitud max.	amplitud min	valor freq
Amortiguador longitudinal primario	La misma	50	2,817	0,75	0,38	0,66
		200	2,783	0,7	0,4	0,66
Amortiguador lateral primario	La misma	50	2,793	0,65	0,55	0,66
		200	2,793	0,72	0,27	0,65
Amortiguador vertical primario	La misma	50	2,878	0,88	0,61	0,61
		200	2,788	0,68	0,5	0,64
Muelle Suspensión Primaria	Longitudinal	50	2,793	0,7	0,45	0,65
		200	2,79	0,75	0,4	0,7
	Transversal	50	2,818	0,7	0,38	0,62
		200	2,769	0,68	0,46	0,65
	Vertical	50	5,858	1,8	1	0,45
		200	1,305	0,35	0,22	0,96
Amortiguador longitudinal secundario	No posee					
Amortiguador lateral secundario	La misma	50	2,824	0,73	0,55	0,69
		200	2,718	0,52	0,37	0,65
Amortiguador vertical secundario	La misma	50	2,792	0,68	0,48	0,65
		200	2,792	0,7	0,44	0,65
Muelle Suspensión Secundaria	Longitudinal	50	2,792	0,65	0,42	0,68
		200	2,991	0,69	0,45	0,64
	Transversal	65	2,999	1,15	0,63	0,6
		75	2,994	0,95	0,4	0,66
		200	2,474	0,17	0,12	0,6
	Vertical	50	2,82	0,7	0,4	0,65
		200	2,806	0,7	0,65	0,63

En la Tabla 19 se muestran los valores obtenidos de las simulaciones cuando se modifican, por separado, cada uno de los elementos de la suspensión de un TRD. En la Tabla 20 se muestran estos mismos valores pero ahora en términos porcentuales con respecto a la configuración inicial. La columna denominada *Magnitud de cambio*, expresa la dirección y magnitud en la que ha sido modificado el elemento de la suspensión evaluado. Si la casilla contiene un 50%, indica que el efecto de dureza o rigidez proporcionado queda reducido al 50% de su valor inicial, con lo que el elemento se ablanda. Si en la casilla pone un 200%, indica que la dureza o rigidez del elemento es el doble del valor inicial. La columna denominada *Variación de inclinación*, compara la inclinación máxima de cada una de las simulaciones con la inclinación máxima dada en la configuración inicial. La columna denominada *Variación de amplitud máxima* indica la relación entre la amplitud máxima (distancia entre extremos relativos de la oscilación mayor) dada en cada caso, con el valor de referencia proporcionado en el caso inicial. La columna *Variación de amplitud mínima* proporciona la misma información que la de amplitud máxima, pero en esta ocasión se compara la amplitud obtenida en la oscilación con menor diferencia entre extremos.

Tabla 20 Tabla de magnitudes proporcionales

Elemento modificado	Dirección de actuación	Magnitud de cambio	Variac. inclinación	Variac. amplitud max.	Variac. amplitud min.	Variac. Frecuencia
Amortiguador longitudinal primario	La misma	50%	1,15%	0,00%	-15,56%	46,67%
		200%	-0,07%	-6,67%	-11,11%	46,67%
Amortiguador lateral primario	La misma	50%	0,29%	-13,33%	22,22%	46,67%
		200%	0,29%	-4,00%	-40,00%	44,44%
Amortiguador vertical primario	La misma	50%	3,34%	17,33%	35,56%	35,56%
		200%	0,11%	-9,33%	11,11%	42,22%
Muelle Suspensión Primaria	Longitudinal	50%	0,29%	-6,67%	0,00%	44,44%
		200%	0,18%	0,00%	-11,11%	55,56%
	Transversal	50%	1,18%	-6,67%	-15,56%	37,78%
		200%	-0,57%	-9,33%	2,22%	44,44%
	Vertical	50%	110,34%	140,00%	122,22%	0,00%
		200%	-53,14%	-53,33%	-51,11%	113,33%
Amortiguador longitudinal secundario	No posee					
Amortiguador lateral secundario	La misma	50%	1,40%	-2,67%	22,22%	53,33%
		200%	-2,41%	-30,67%	-17,78%	44,44%
Amortiguador vertical secundario	La misma	50%	0,25%	-9,33%	6,67%	44,44%
		200%	0,25%	-6,67%	-2,22%	44,44%
Muelle Suspensión Secundaria	Longitudinal	50%	0,25%	-13,33%	-6,67%	51,11%
		200%	7,40%	-8,00%	0,00%	42,22%
	Transversal	65%	7,68%	53,33%	40,00%	33,33%
		75%	7,50%	26,67%	-11,11%	46,67%
	Vertical	200%	-11,17%	-77,33%	-73,33%	33,33%
		50%	1,26%	-6,67%	-11,11%	44,44%
		200%	0,75%	-6,67%	44,44%	40,00%

Capítulo 8

Análisis de los resultados obtenidos del estudio de sensibilidad

8.1. Introducción

En este capítulo se lleva a cabo un análisis de los resultados de las simulaciones mostradas en el capítulo anterior. Este estudio permite comparar y analizar cuales son los elementos de las suspensiones tanto primaria como secundaria que más afectan al comportamiento dinámico del vehículo ferroviario. Los dos parámetros a analizar son la inclinación máxima que experimenta la caja del vehículo y que, por lo tanto, afecta al gálibo, y la frecuencia de amortiguación que afecta al confort de los pasajeros.

8.2. Efectos en la inclinación máxima producida

8.2.1. Amortiguación primaria

La Figura 68 compara los efectos de variar las configuraciones en los amortiguadores de la suspensión primaria en la inclinación máxima producida en la simulación.

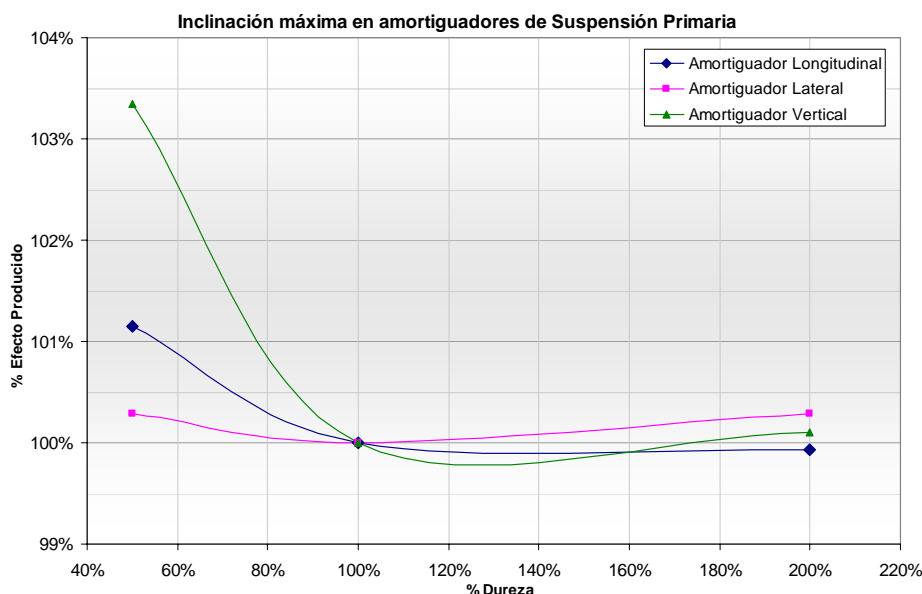


Figura 68. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en amortiguadores de suspensión primaria

El endurecimiento de los distintos elementos amortiguadores de la suspensión primaria, según indica la figura, no produce atenuación aparente en la inclinación máxima producida. Al contrario, se aprecia cierto efecto rebote en la inclinación que sugiere nos encontramos cerca del punto óptimo en el caso inicial.

Hacia el lado contrario, se produce un empeoramiento del comportamiento en inclinación máxima (buscamos el menor valor posible). Por ello, la sugerencia sería no modificar estos valores para mejorar este comportamiento.

8.2.2. Amortiguación Secundaria

La amortiguación del sistema secundario carece de amortiguador colocado en posición longitudinal. La Figura 69 muestra los resultados de los amortiguadores laterales y verticales.

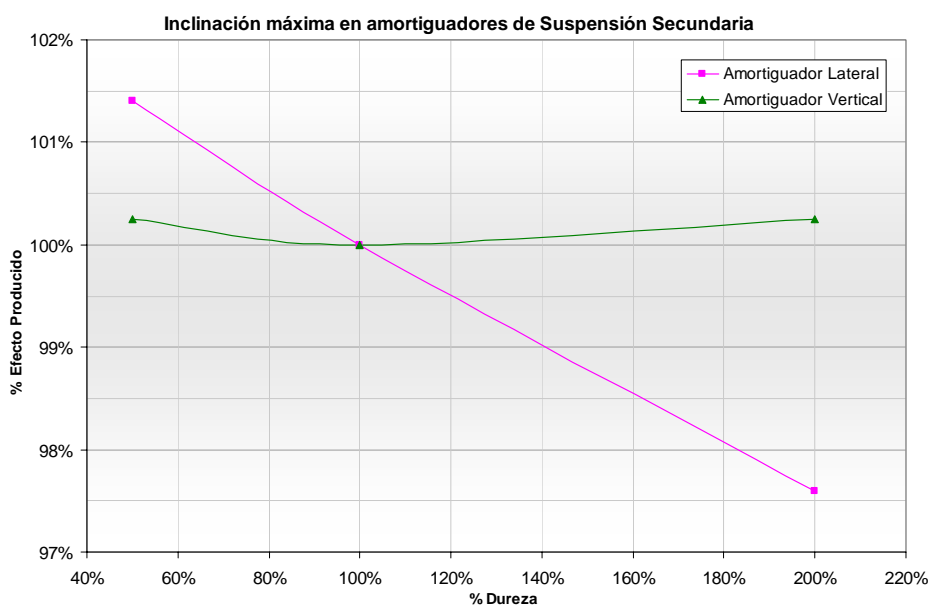


Figura 69. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en amortiguadores de suspensión secundaria

La mejora de la respuesta del vehículo frente a la inclinación por la fuerza centrífuga no compensada, mejora sutilmente mediante el endurecimiento del amortiguador lateral de la suspensión secundaria. Con un endurecimiento del 200%, los efectos producidos en este comportamiento mejoran sólo un 2,4%. Por ello, se considera este cambio como poco relevante. La modificación del elemento lateral de la suspensión secundaria no provoca efecto alguno en el comportamiento frente a la inclinación máxima.

8.2.3. Muelle de suspensión Primaria

El muelle encargado de proporcionar rigidez a la suspensión primaria, según se ha deducido de las simulaciones, es mucho más responsable del comportamiento del vehículo ferroviario frente a cuestiones de gálibo y limitación de inclinación, que los elementos

amortiguadores. Según se muestra en la Figura 70, la dirección de endurecimiento más activa en este apartado es la dirección primaria del muelle, es decir, la dirección vertical.

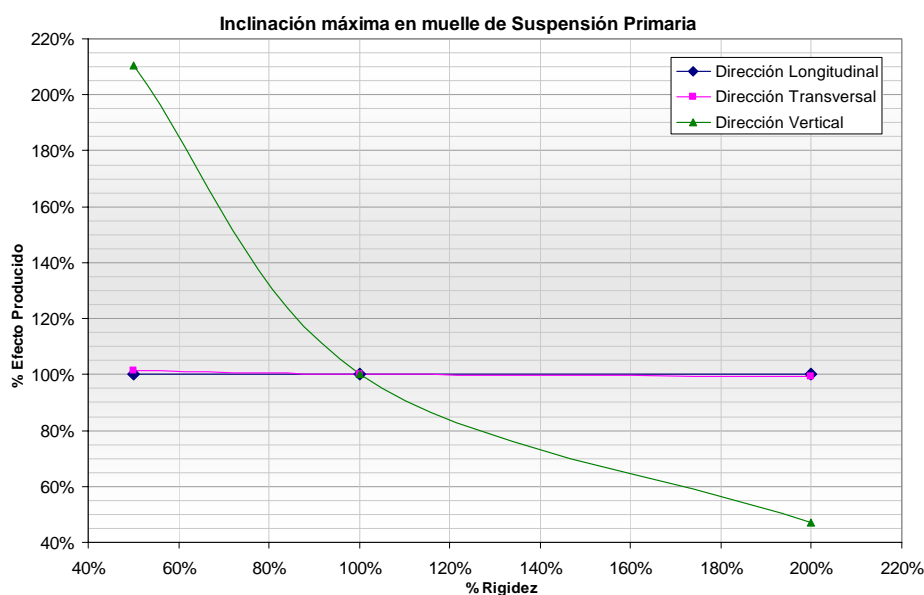


Figura 70. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión primaria

Al aumentar la rigidez primaria del elemento (dirección vertical) se aprecia una gran sensibilidad de la inclinación de caja, bajando la misma hasta valores tan bajos como el 47%, aproximadamente, del valor de partida. Por el contrario, una disminución de la rigidez en este elemento dispara descontroladamente la inclinación registrada, hasta valores de más del doble del ángulo de inclinación inicial, para un rigidez del 50%.

Los otros dos parámetros de actuación, como son las direcciones secundarias del muelle, no tienen una incidencia aparente frente a la inclinación de la caja del vehículo, estando representadas conjuntamente con la dirección vertical.

En la Figura 71 se detallan los efectos de estos elementos por ampliación de la zona de influencia de los mismos.

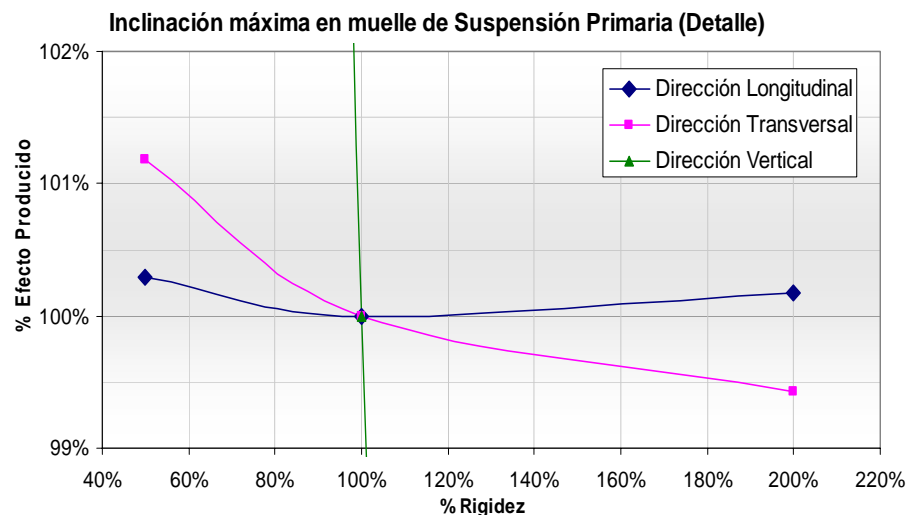


Figura 71. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión secundaria

Podemos observar que sí se produce cierta respuesta, aunque insuficiente, de la inclinación de la caja, a cambios en la rigidez del muelle en dirección transversal, pues el aumento en esta rigidez proporciona una mejora del 0,5% frente a la inclinación de caja. Por otro lado, la rigidez en dirección longitudinal aparenta no ejercer efecto alguno en dicha inclinación.

8.2.4. Muelle de suspensión secundaria

En el caso de la suspensión secundaria, también se aprecian efectos en la inclinación al cambiar alguno de sus parámetros.

Según se muestra en la Figura 72, la dirección de rigidez que más afecta al comportamiento del vehículo es la transversal en dirección Y. Aumentos de rigidez del 100% en esta dirección, consiguen contener el efecto de la inclinación en, cerca de un 80%, quedando ésta limitada al 23% del valor original.

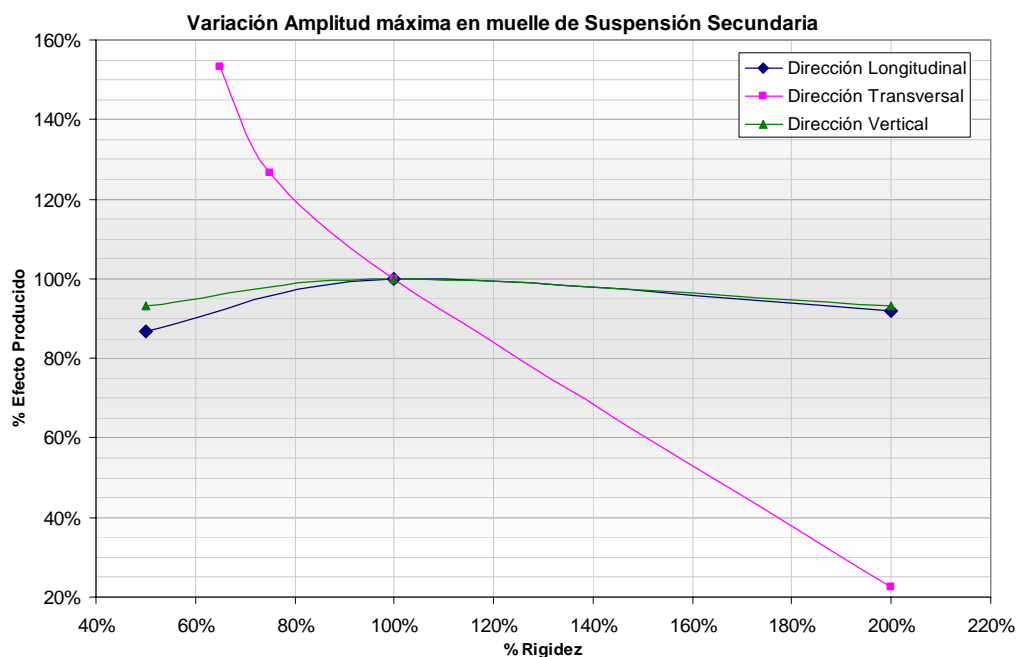


Figura 72. Comparación del comportamiento de inclinación máxima de caja en resortes de suspensión secundaria

Cambios de la rigidez transversal en dirección X no producen, en comparación con la rigidez en Y, mucho cambio en el ángulo de inclinación máximo, observándose, además, un descenso del ángulo de inclinación en ambas direcciones.

En la dirección vertical, los efectos apreciados son prácticamente los mismos que se han comentado para la dirección transversal, (X), siendo el comportamiento similar en ambos casos.

8.3. Efectos en la amplitud máxima de las oscilaciones

Al igual que la inclinación máxima, otro de los parámetros importantes a estudiar es la amplitud de los movimientos oscilatorios laterales, de vaivén, producidos cuando el vehículo se encuentra en la curva con radio constante. Este comportamiento incide directamente en el confort de marcha del vehículo, con lo cual se buscarán valores lo más pequeños posibles.

8.3.1. Amortiguación Primaria

La disminución de la dureza en el amortiguador vertical primario es la peor de las configuraciones de este apartado, pues la amplitud de la mayor oscilación se ve incrementada de forma sustancial, en aproximadamente, un 17,5%.

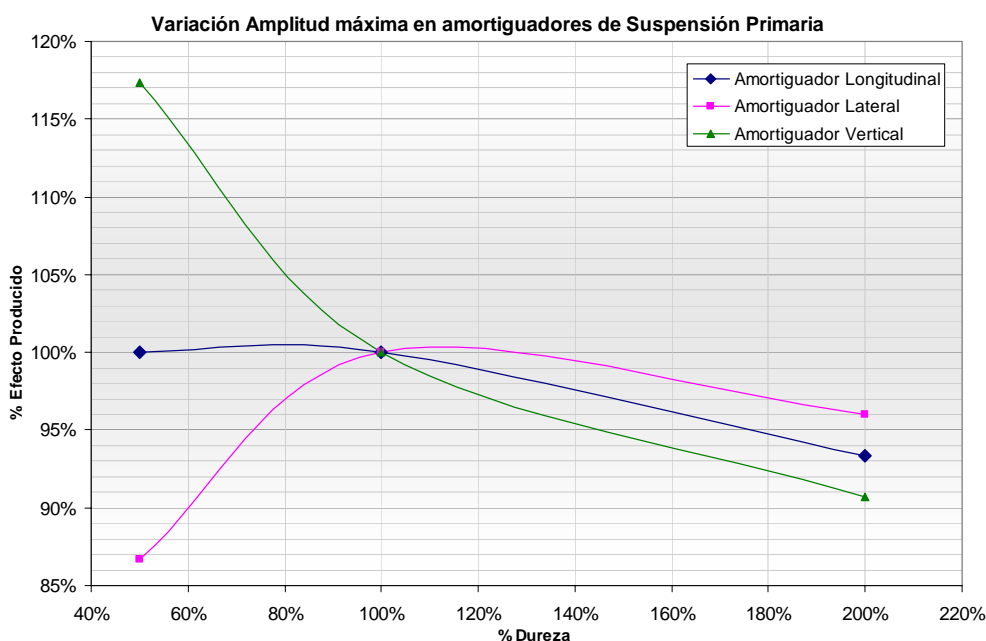


Figura 73. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en amortiguadores de suspensión primaria

De igual manera, es de suponer que el efecto de este mismo elemento en sentido contrario sea también el más significativo. Según se muestra en la Figura 73, esto ocurre de esa forma, siendo el endurecimiento de ese elemento el que más aporta a una disminución de la oscilación máxima.

Por otro lado, siendo esto lo más curioso, la mejor absorción de las oscilaciones se produce cuando se disminuye la dureza del amortiguador lateral primario, al contrario de lo que se pudiera deducir al principio. Esto puede ser debido a que un posible acercamiento (o alejamiento) de los modos de vibración de esta configuración a la frecuencia de las oscilaciones, provoque una absorción de las vibraciones producidas en las oscilaciones.

8.3.2. Amortiguación Secundaria

La amortiguación secundaria, que carece de amortiguador longitudinal, diferencia claramente el comportamiento oscilatorio según el amortiguador que se varíe. Mientras que los cambios producidos en la configuración del amortiguador vertical pueden llegar a suponer, como máximo, una mejora en torno al 9% si bajamos su dureza (la mejora también se produce aumentando la dureza, pero ésta es menor), los efectos de aumentar la dureza del amortiguador lateral pueden darnos hasta un 31% de mejora, consiguiendo, por lo tanto, una amplitud máxima un 69% menor (Figura 74).

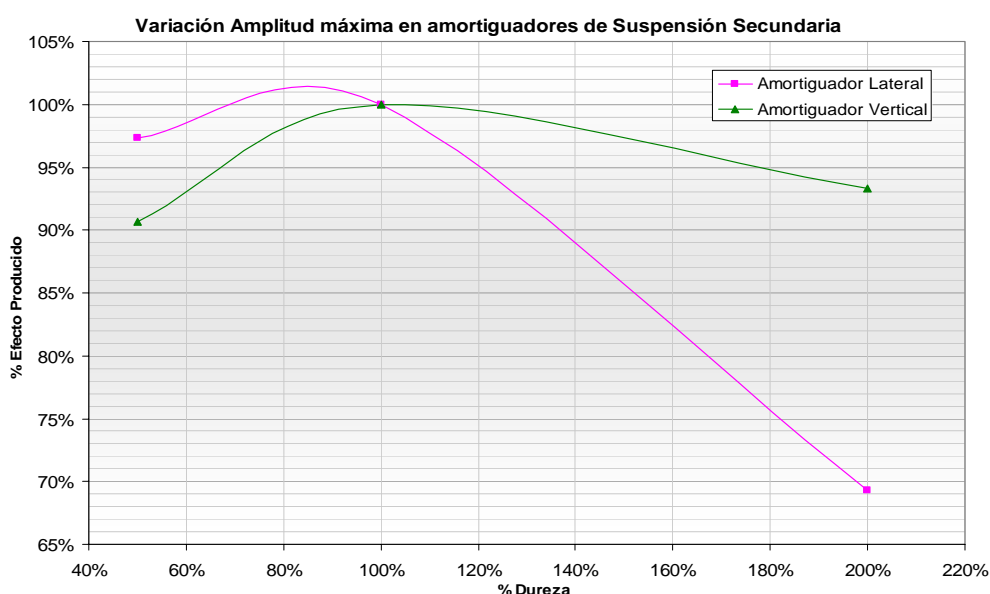


Figura 74. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en amortiguadores de suspensión secundaria

Por lo tanto, la configuración que más mejoraría, en este caso, el comportamiento frente a oscilaciones máximas, sería un aumento de la dureza de los amortiguadores laterales.

8.3.3. Muelle de Suspensión Primaria

En el caso de los muelles que componen la suspensión primaria del vehículo ferroviario, nos encontramos con dos comportamientos claramente diferenciados según el parámetro que se vea modificado.

Por un lado nos encontramos con un perfil de variación similar cuando quedan variadas las rigideces, tanto en dirección transversal, como en dirección longitudinal (ambas direcciones secundarias) (Figura 75). En ambos casos, se consigue una mejora del 7% al bajar la rigidez, mientras que en el mejor de los casos, al subirla, la mejora es del 9%, por lo que, según los análisis, nos encontramos, en la configuración por defecto, en el máximo de amplitud según estos parámetros.

Al analizar la dirección principal del muelle, el cambio de unas posiciones a otras es mucho más evidente. Nos encontramos con un aumento, casi exponencial, de las oscilaciones, en caso de disminuir la rigidez en esta dirección, llegándose al extremo, según indica la gráfica, de contar con unas oscilaciones, un 140% mayores que las originales. Si nos vamos al lado opuesto, vemos una mejora sustancial cuando aumentamos la rigidez, mejorando el comportamiento hasta cerca de un 55%.

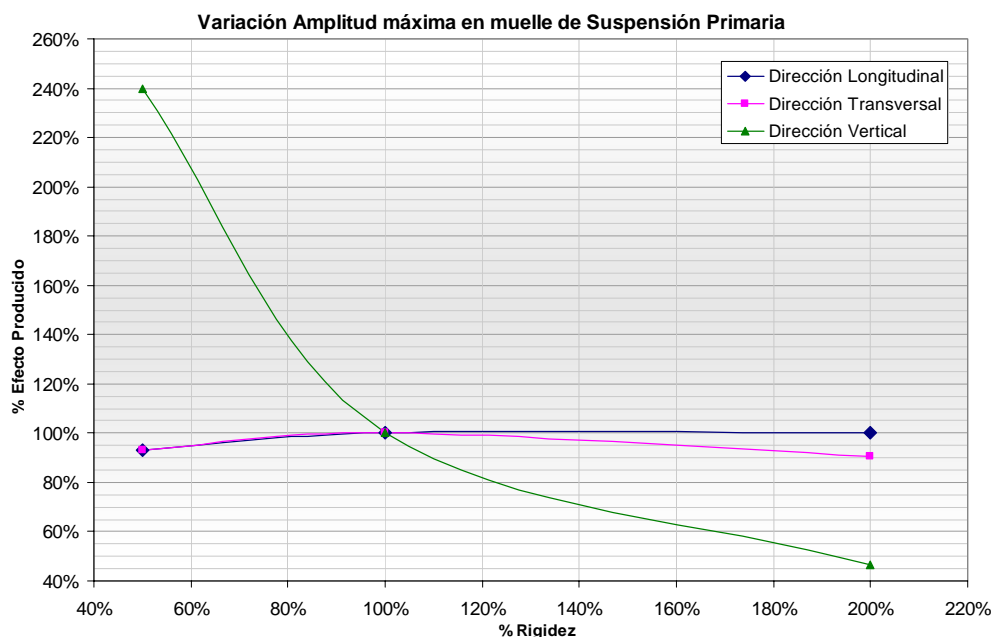


Figura 75. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión primaria

En la Figura 76 se muestra con mayor precisión el comportamiento del vehículo, en cuanto a la amplitud de oscilaciones máximas, para las curvas que presentaban poca influencia.

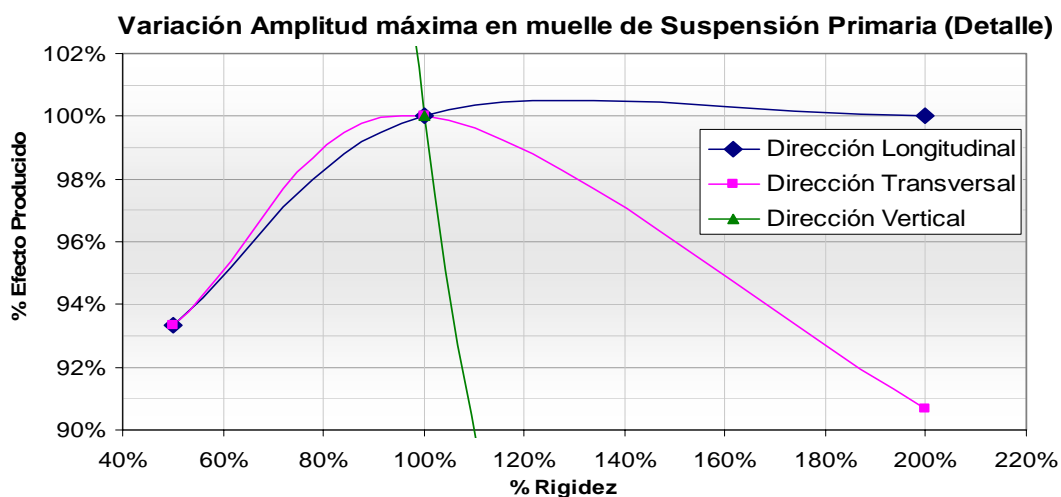


Figura 76. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión primaria (Detalle)

Resumiendo para este caso, la mejora en el confort, según el comportamiento oscilatorio del vehículo en curva, va a ser más sustancial con un aumento de la rigidez del muelle de suspensión primaria en dirección vertical. El punto óptimo de mejora depende de la necesidad de disminuir estas oscilaciones, pues se podría conseguir un empeoramiento en

algún parámetro diferente, aunque una posibilidad sería aumentar la rigidez en torno al 40%, pues, a partir de este punto, la mejora es menor.

8.3.4. Muelle de Suspensión Secundaria

En el caso de los muelles de la suspensión secundaria, nos encontramos con unas curvas de características similares a las comentadas para los muelles de la suspensión primaria (Figura 77). El hecho relevante es el que concierne a los parámetros que definen las curvas características.

Cuando hablábamos, en la suspensión primaria, de una curva con mayor influencia en el parámetro analizado, teníamos en consideración la modificación de la rigidez en dirección vertical. En el caso que nos concierne en esta ocasión, nos encontramos con una curva similar, siendo en cambio, la correspondiente a la rigidez en dirección transversal. De igual forma, nos encontramos en esta ocasión con dos curvas de poca influencia en el análisis, al igual que ocurría antes, que en esta ocasión son las correspondientes a la rigidez longitudinal y a la rigidez transversal.

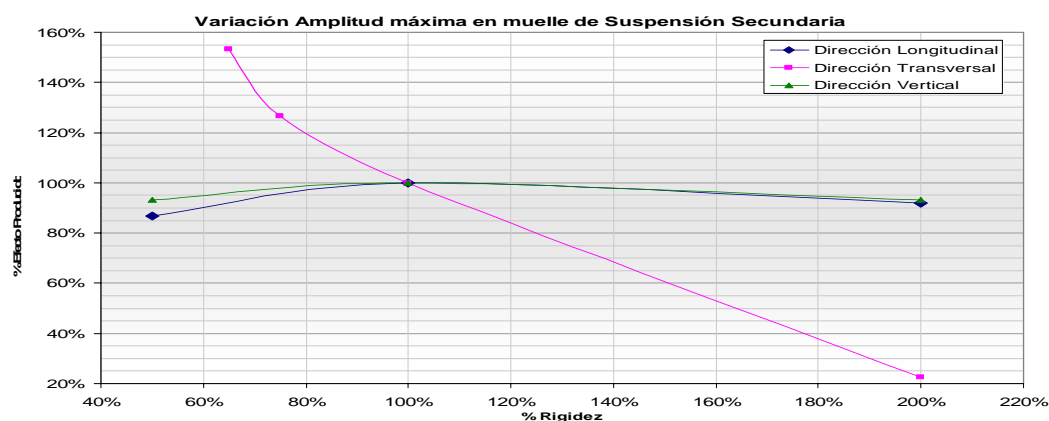


Figura 77. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria

Los efectos de disminuir la rigidez en dirección transversal, hasta el 65% de su valor original, produce un aumento de las oscilaciones estimado, según los análisis de las simulaciones, en el 54% sobre el valor original. Para aumentos de rigidez, se muestran los efectos contrarios, obteniendo una mejora de cerca del 80% con aumentos del 100% de la rigidez en esta dirección.

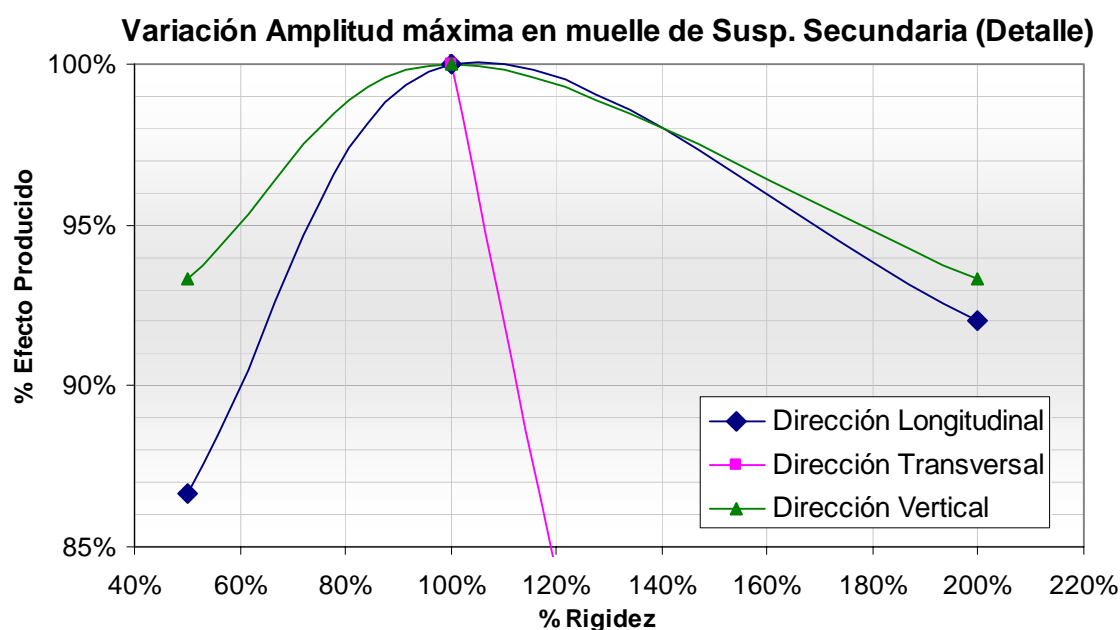


Figura 78. Comparación del comportamiento de amplitud máxima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria (Detalle)

En las curvas de menor relevancia, según se ve en la Figura 78, al disminuir la rigidez del muelle en dichas direcciones, nos encontramos con una mejora en la respuesta, del 13% para la dirección longitudinal, y del 6,5% para la dirección Vertical.

Con el aumento de rigidez, la mejora en el caso de aplicarlo a la longitudinal, sería del 8%, mientras que si se aplica a la dirección vertical, la mejora es, a lo sumo, del 7%.

La mejora, entonces, radicaría en aumentar la rigidez del muelle en dirección transversal, en un valor tal que no comprometiese el rendimiento del conjunto en los demás parámetros de medida.

8.4. Efectos en la amplitud mínima de las oscilaciones

El análisis de las curvas a continuación tratan de incidir sobre la amplitud obtenida en las oscilaciones más pequeñas producidas en cada caso, en comparación con la oscilación mínima de referencia, obtenida en la simulación original.

La razón de estudiar este parámetro radica en poder determinar una forma de controlar las oscilaciones, para que éstas sean lo más homogéneas posible, comparándolas con las oscilaciones de máxima amplitud, y estudiar las diferencias, además de intentar conseguir una reducción en la totalidad de las mismas, con el objetivo de mejorar el confort.

De igual manera que en anteriores apartados, se analizarán los efectos de cada uno de los parámetros modificados para cada elemento, sacando conclusiones sobre la conveniencia de una configuración u otras.

8.4.1. Amortiguadores de suspensión Primaria

Según se ve en la gráfica, el amortiguador de la suspensión primaria que más afecta a las características de las oscilaciones de baja amplitud es el lateral. Con él se consigue una respuesta lineal de la amplitud de las oscilaciones, según el aumento de la dureza, consiguiendo un valor mejorado en un 40% frente al caso original, al duplicar la dureza del elemento.

Cuando la dureza del amortiguador lateral se ve disminuida hasta la mitad, el rendimiento obtenido en este parámetro se ve empeorado, aumentando la amplitud de las oscilaciones mínimas en torno al 22%.

En el caso del amortiguador vertical, según la Figura 79, el vehículo original se encuentra en el punto óptimo, pues a ambos lados del punto correspondiente al 100% (valor inicial), la amplitud de las oscilaciones mínimas se ve afectada, aumentando un 35% y un 11% según el sentido del cambio.

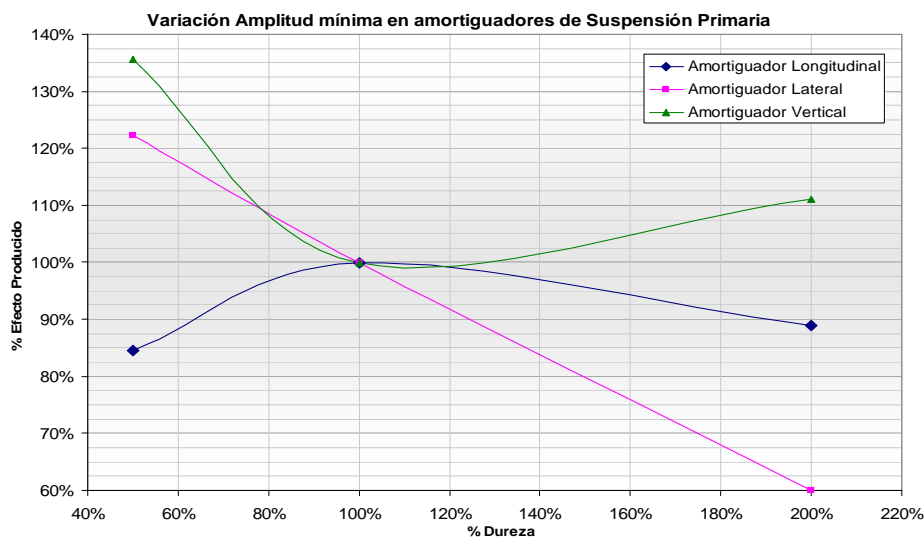


Figura 79. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en amortiguadores de suspensión primaria

Para el amortiguador longitudinal, al contrario de lo que pasaba con el vertical, nos encontramos con una mejora en el comportamiento cuando nos desplazamos hacia ambos lados en la gráfica, mejorando el resultado un 15% si disminuye la dureza del amortiguador, y un 11% si se endurece hasta el doble del valor inicial.

La configuración óptima partiría de un aumento de la dureza del amortiguador lateral, acompañado de una disminución de la misma en el amortiguador longitudinal.

8.4.2. Amortiguadores de suspensión Secundaria

La sensibilidad de la amplitud de las oscilaciones mínimas con las variaciones de los parámetros de los amortiguadores de la suspensión secundaria también se considera bastante evidente a la vista de los resultados de la Figura 80. La forma de las curvas es bastante parecida, si bien la diferencia de pendiente proporciona mayor sensibilidad de la amplitud a cambios en el amortiguador lateral, frente a los mismos cambios en el amortiguador vertical.

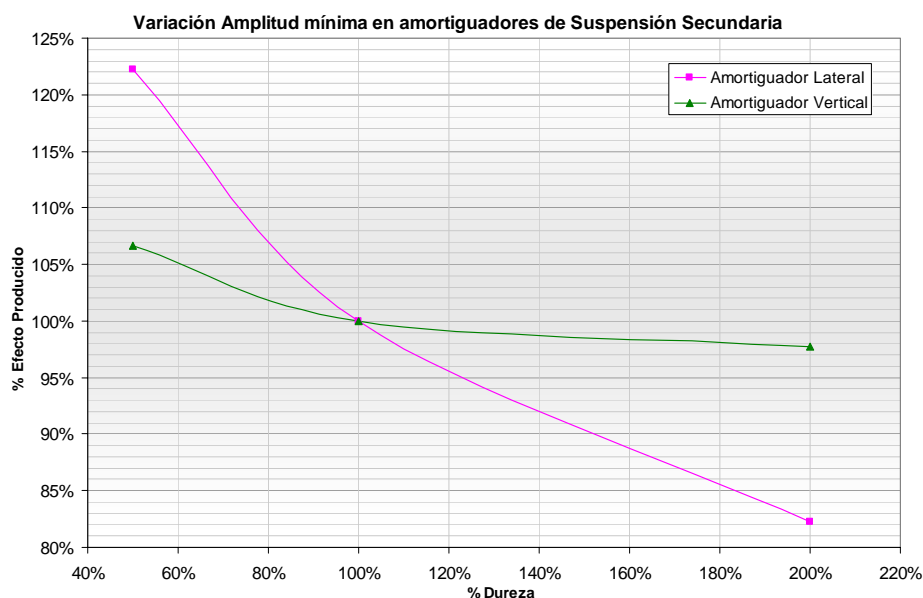


Figura 80. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en amortiguadores de suspensión secundaria

Para el caso del amortiguador lateral, el comportamiento respecto la referencia se ve empeorado un 22% cuando disminuimos la dureza de amortiguador a la mitad, mientras que, en el caso opuesto, si se opta por aumentarla un 100%, la mejora experimentada es de, prácticamente, el 18%.

Si lo que variamos es la dureza del amortiguador vertical, nos encontramos un empeoramiento del 7% si disminuimos la dureza al 50%, o una mejora de poco más del 3% al optar por aumentar la dureza del elemento.

8.4.3. Muelle de suspensión Primaria

El muelle correspondiente a la suspensión primaria influye en el parámetro de la amplitud de la oscilación mínima según se muestra en la Figura 81.

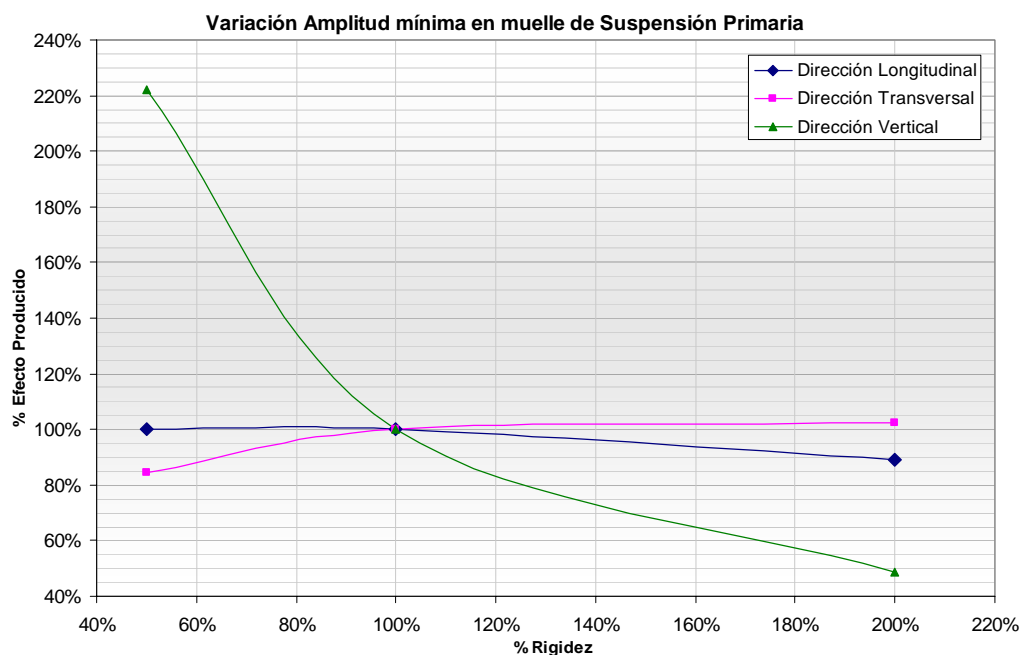


Figura 81. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión primaria

El parámetro más influyente en la amplitud de las oscilaciones menores es, al igual como pasaba con las oscilaciones mayores, el que tiene la variación de la componente vertical, dirección principal del muelle. Al disminuir la rigidez del elemento en dicha dirección, la amplitud de las oscilaciones se ve incrementada un 122%, valor que no es favorable al comportamiento del vehículo.

Con un aumento de la rigidez del muelle, del 100% en sentido vertical, el valor de la amplitud de las oscilaciones disminuye un 50% aproximadamente, valor bastante bueno, comparado con el efecto producido por los cambios en los demás parámetros, como son la rigideces transversales al muelle, en dirección longitudinal y transversal al sentido de marcha.

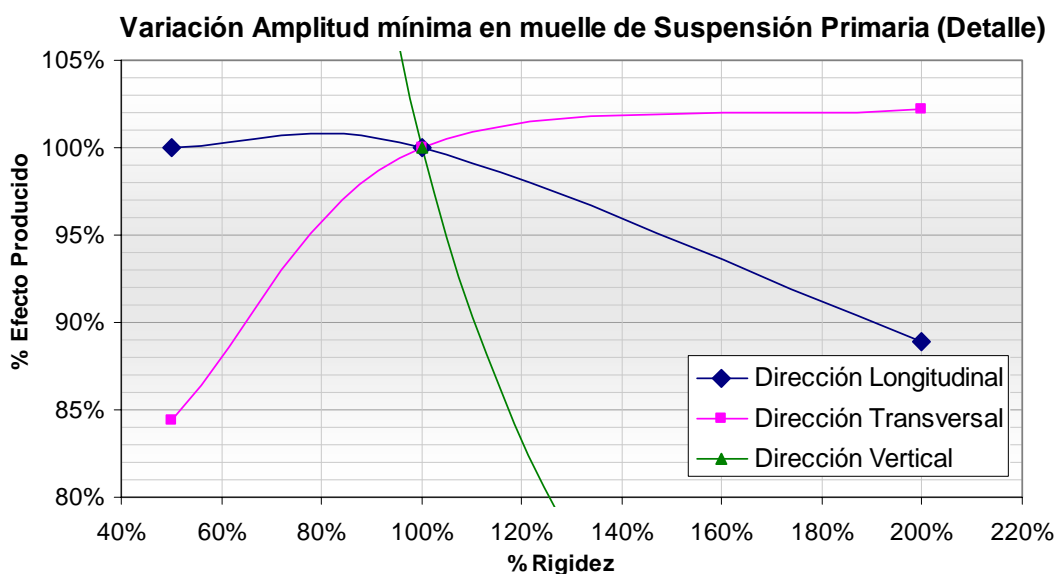


Figura 82. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión primaria (Detalle)

La Figura 82 muestra la influencia de las rigideces transversales de forma más minuciosa, viendo que, para la dirección transversal, a mayor rigidez del muelle, peor resultado se obtiene en las simulaciones, mientras que en dirección longitudinal, aumentos de rigidez ayudan a contener, ligeramente, los movimientos de vaivén producidos.

La dirección más interesante para actuar con la intención de contener las oscilaciones de poca amplitud es la vertical, mediante un aumento de la rigidez.

8.4.4. Muelle de suspensión Secundaria

Las variaciones en el muelle de la suspensión secundaria, y sus efectos en el comportamiento oscilatorio del vehículo quedan mostrados en la Figura 83.

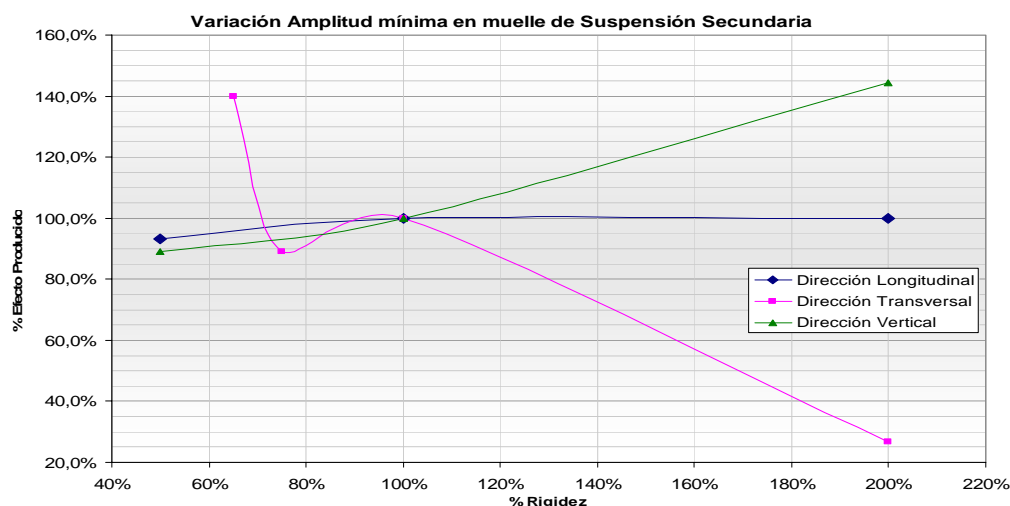


Figura 83. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria

De los tres parámetros modificables (longitudinal, transversal, y vertical), el que menos influencia tiene, según se ve en la Figura 84, en las oscilaciones de menor cuantía es el concerniente a la dirección longitudinal. Queda patente que aumentando la rigidez en este elemento no afecta al comportamiento, y sólo se ve mejorado en un 6% cuando la rigidez queda disminuida un 50%.

Cuando la rigidez del muelle queda alterada en su dirección principal (vertical), contamos con mayor sensibilidad del elemento, acusando un empeoramiento en el rendimiento de este parámetro a medida que la rigidez aumenta, llegando hasta cerca del 45% de aumento, para un incremento del 100%. Si disminuimos la rigidez a la mitad, la amplitud mínima de las oscilaciones desciende un 12%.

En dirección transversal, aparecen un máximo y un mínimo relativo, estando el sistema en dicho máximo inicialmente. Aumentando la rigidez un 100%, el comportamiento mejora enormemente, llegando a casi desaparecer las oscilaciones, pues se ven disminuidas en un 73%. Hacia el lado en que disminuye la rigidez, se consiguen disminuir apreciablemente las oscilaciones más pequeñas (llegando al 11% de bajada para el 75% de rigidez), volviendo de nuevo a verse incrementadas hasta el 140% total, cuando baja la rigidez al 65% de su valor inicial. Recordamos que este 65% era el valor mínimo alcanzable, a partir del cual, se producían inestabilidades que desequilibraban el sistema, provocando condiciones de descarrilamiento.

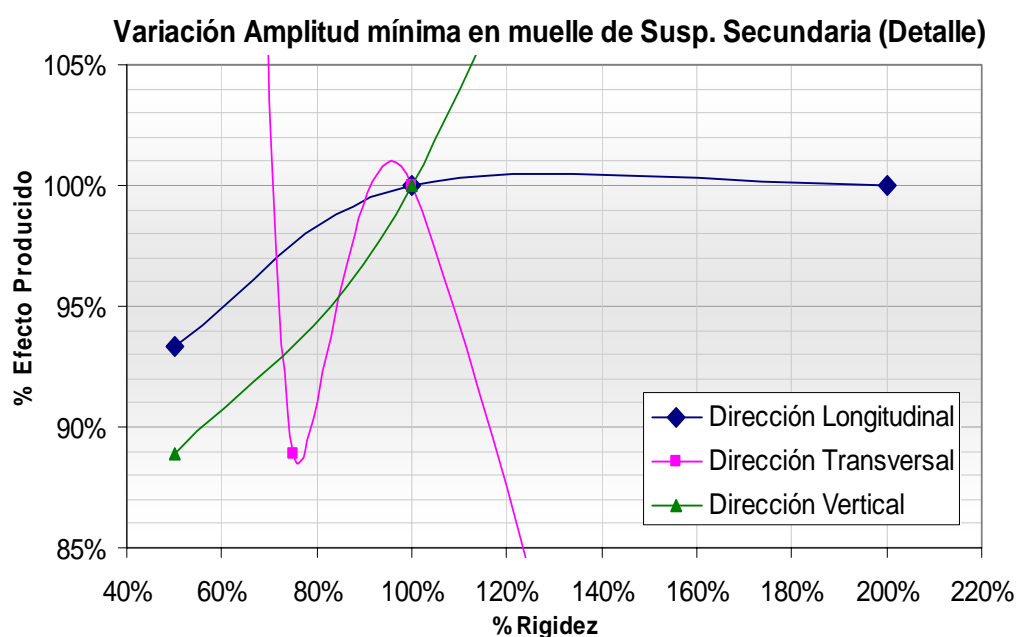


Figura 84. Comparación del comportamiento de amplitud mínima oscilatoria en resortes de suspensión secundaria (Detalle)

Como conclusión de este apartado, la opción más recomendable para limitar las oscilaciones de menor amplitud sería aumentar la rigidez del muelle en dirección transversal al sentido de marcha, hasta un valor que no comprometa los demás parámetros analizados.

8.5. Efectos en la frecuencia de oscilación

8.5.1. Amortiguadores de Suspensión Primaria

Los amortiguadores de la suspensión primaria no ejercen mucho efecto en la frecuencia de las oscilaciones, acusándose como máximo, una variación de un 7% cuando se ve disminuida la dureza del amortiguador vertical (es el que más variación ofrece), y de un 3% cuando la aumentamos (Figura 85).

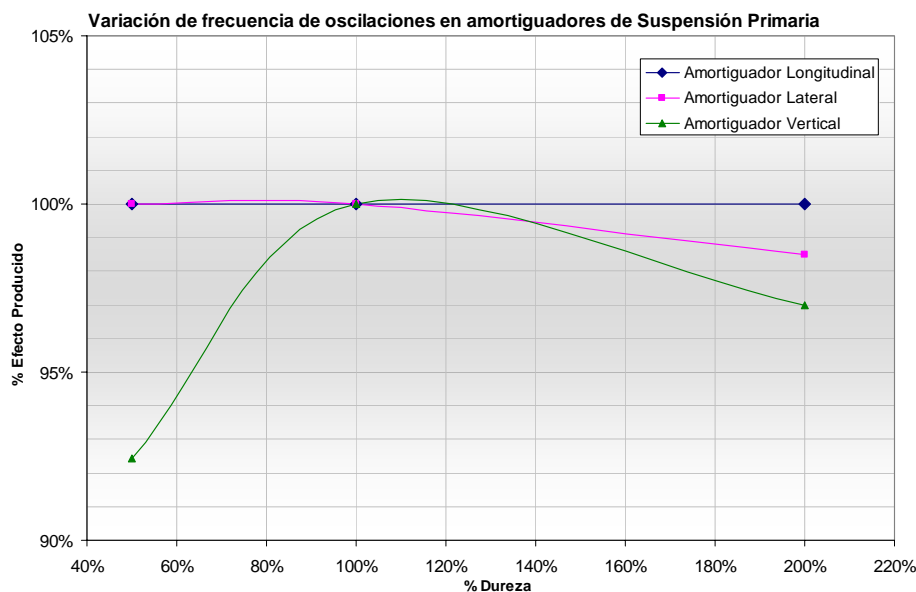


Figura 85. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en amortiguadores de suspensión primaria

La frecuencia, en ningún caso se ve incrementada con las distintas configuraciones de los amortiguadores primarios, siendo casi plano el comportamiento cuando se trata de variar el amortiguador lateral, y completamente insensible a las variaciones en el amortiguador primario longitudinal.

8.5.2. Amortiguadores de Suspensión Secundaria

La variación de la frecuencia de oscilaciones con la amortiguación secundaria es todavía menor que en el caso anterior (Figura 86). En este caso los mayores efectos se producen en el elemento de actuación lateral, para el que la frecuencia de oscilación aumenta un 4,5% cuando se disminuye la dureza del amortiguador, y disminuye la frecuencia en caso de aumentar la dureza del elemento, un 1,5% respecto al valor inicial.

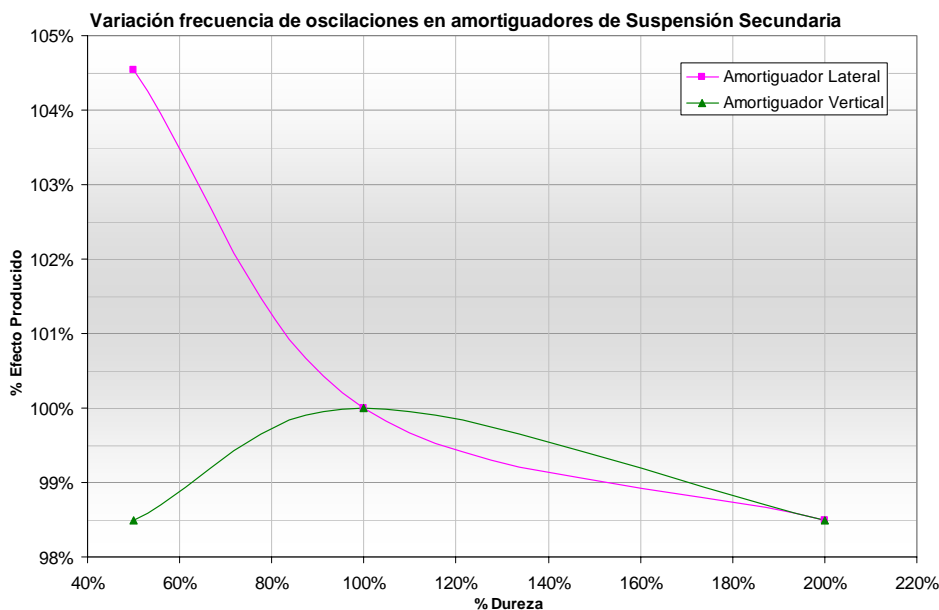


Figura 86. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en amortiguadores de suspensión secundaria

Para el amortiguador vertical, la frecuencia baja la misma cantidad en ambos casos, tanto con aumento, como con disminución de dureza, aproximadamente un 1,5% respecto al valor inicial.

8.5.3. Muelle de Suspensión Primaria

La componente vertical de la rigidez del muelle de la suspensión primaria ejerce mucho mayor efecto sobre la frecuencia de las oscilaciones que el resto de las direcciones (Figura 87). Mientras que en las direcciones longitudinal (al sentido de marcha) y transversal, las oscilaciones pueden llegar a variar, como mucho, un 6% respecto el valor original, en la dirección vertical, el valor de la frecuencia llega a tener un 45% de incremento, en caso de que quede aumentada la rigidez en esta dirección, o una bajada del 32% para una rigidez un 50% menor de la inicial.

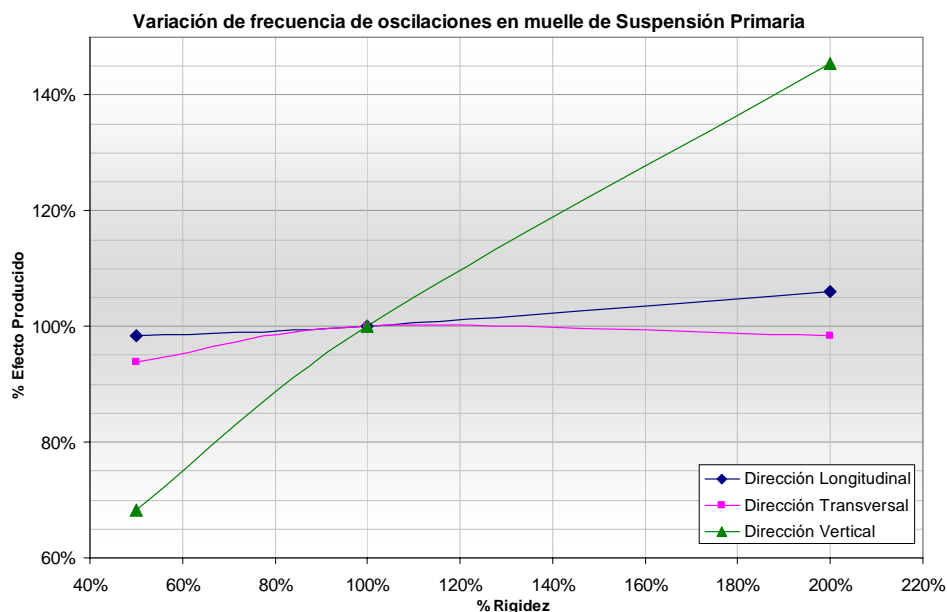


Figura 87. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en resortes de suspensión primaria

8.5.4. Muelle de Suspensión Secundaria

El cambio de la frecuencia de oscilación con las variaciones de las distintas rigideces de los muelles de la suspensión secundaria es mucho menos importante que con la suspensión primaria (Figura 88).

La mayor sensibilidad se produce con la componente transversal de la rigidez del muelle, siendo ésta una de las rigideces secundarias. En este caso, nos encontramos con una bajada de la frecuencia de las oscilaciones cuando nos desplazamos a ambos lados del punto inicial, hasta el mismo valor, situado un 9% por debajo de la referencia.

Aumentando la rigidez en las componentes, vertical, y longitudinal, se disminuye la frecuencia de las oscilaciones menos de un 5% en ambos casos, mientras que si se disminuye, las oscilaciones aumentarán de frecuencia un 3% si tenemos en consideración la dirección longitudinal, y disminuirán un 1,5% para el caso de la componente vertical.

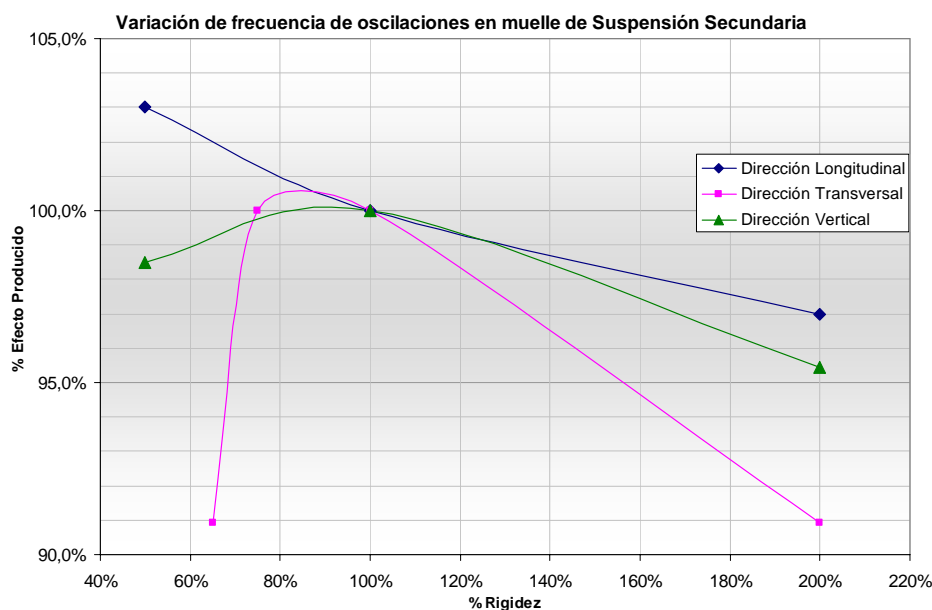


Figura 88. Comparación del comportamiento de la frecuencia de oscilaciones en resortes de suspensión secundaria

8.6. Efectos en la variabilidad de las oscilaciones

En el análisis de este parámetro se parte de los datos de oscilaciones de máxima amplitud, y de mínima amplitud, para conseguir una medida sobre la calidad de las oscilaciones, dando información acerca de su homogeneidad.

Para ello, se ha restado la amplitud mínima de la máxima, dividiendo este resultado por el valor mínimo. El dato obtenido da idea de la diferencia de amplitud de ambas oscilaciones, siendo 0% el caso en que las oscilaciones máximas y mínimas son iguales, y 100% el caso en que la oscilación máxima tiene el doble de amplitud que la mínima.

8.6.1. Amortiguador de Suspensión Primaria

En estas configuraciones, el valor más desfavorable corresponde a un aumento en la dureza del amortiguador transversal, en el que la oscilación de mayor amplitud es un 160% mayor que la mínima, por lo que se presenta mucha variabilidad (Figura 89).

En el lado contrario, este mismo elemento con disminución de la dureza nos proporciona unas oscilaciones uniformes, que hacen que las mayores sean menos de un 20% superiores a las más pequeñas.

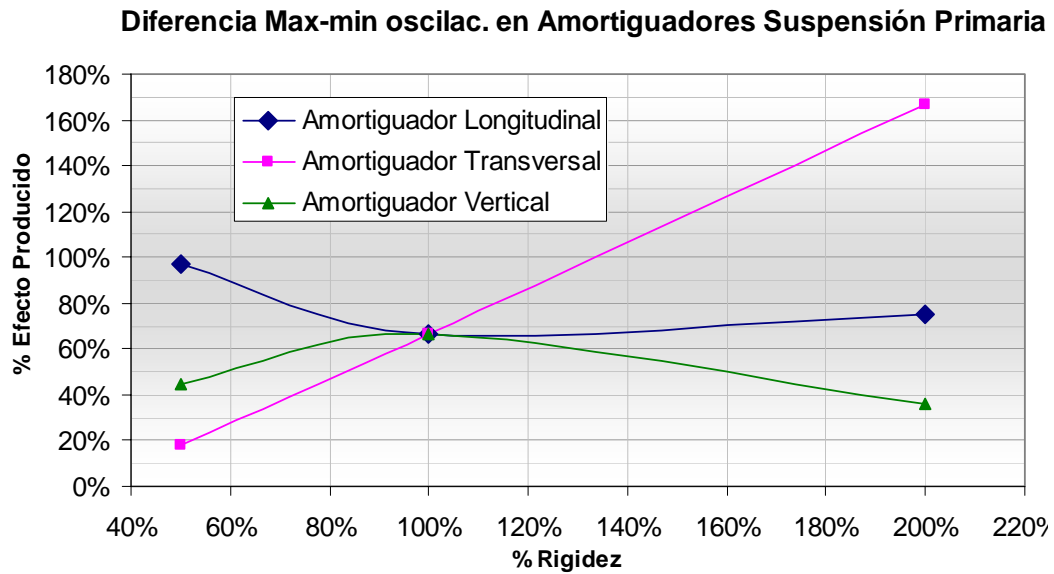


Figura 89. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en amortiguadores de suspensión primaria

8.6.2. Amortiguadores de Suspensión Secundaria

Cuando nos desplazamos hacia ambos lados de las configuraciones en los amortiguadores de esta suspensión, se produce en todos los casos un acercamiento entre la oscilación de mayor amplitud, y la de menor amplitud, llegando a un valor mínimo, en que la oscilación menor es sólo superada en un 33% por la mayor (Figura 90).

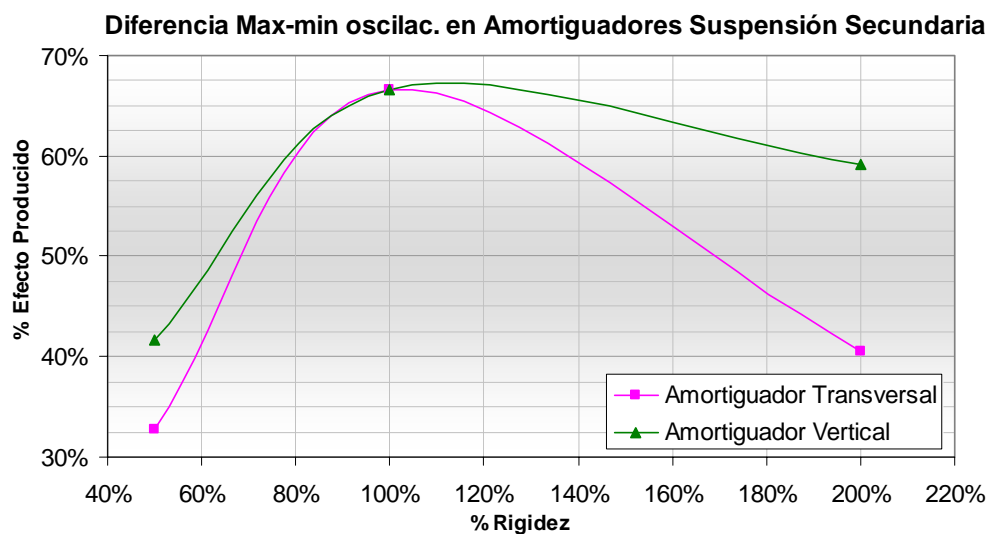


Figura 90. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en amortiguadores de suspensión secundaria

8.6.3. Muelle de Suspensión Primaria

En este caso, la mejor de las configuraciones proviene de un aumento de la rigidez de la suspensión primaria, pues las oscilaciones de mayor amplitud superan en sólo un 45% a las oscilaciones menores (Figura 91). Para la dirección vertical, este aumento de la rigidez empeora el resultado hasta llegar a un 60% del valor, aunque el peor de los casos es un aumento de la rigidez en dirección longitudinal, consiguiéndose aumentar hasta el 87%.

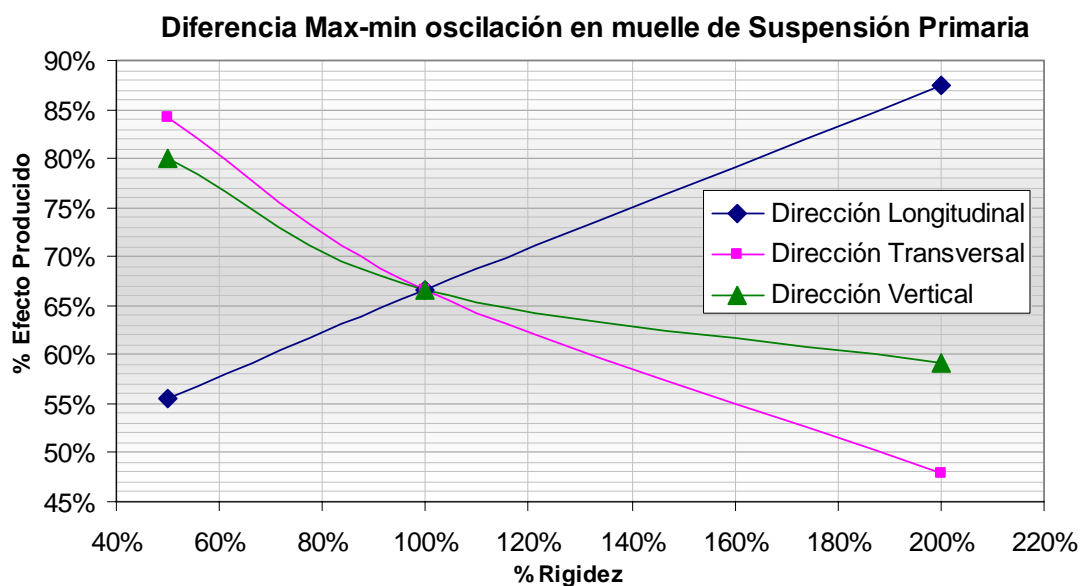


Figura 91. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en resortes de suspensión primaria

8.6.4. Muelle de Suspensión Secundaria

En las condiciones analizadas en este punto se resaltan dos datos que se alejan de los resultados de las demás configuraciones. En el primer caso, es de resaltar un incremento destacado del resultado cuando disminuye la rigidez secundaria en dirección transversal (Y) hasta el 75% del valor inicial (Figura 92). Esto destaca más todavía, cuando al disminuir la rigidez hasta el 65%, el incremento de las oscilaciones vuelve de nuevo a descender hasta valores que vuelven a ser normales.

En el caso opuesto, destaca, por su buen comportamiento, un aumento de la rigidez principal, en dirección vertical (Z) del muelle, llegando hasta el valor mínimo de un 8% de diferencia de las oscilaciones, es decir, se consiguen igualar en un 92% las mismas, con lo que podemos decir que ambas son prácticamente idénticas.

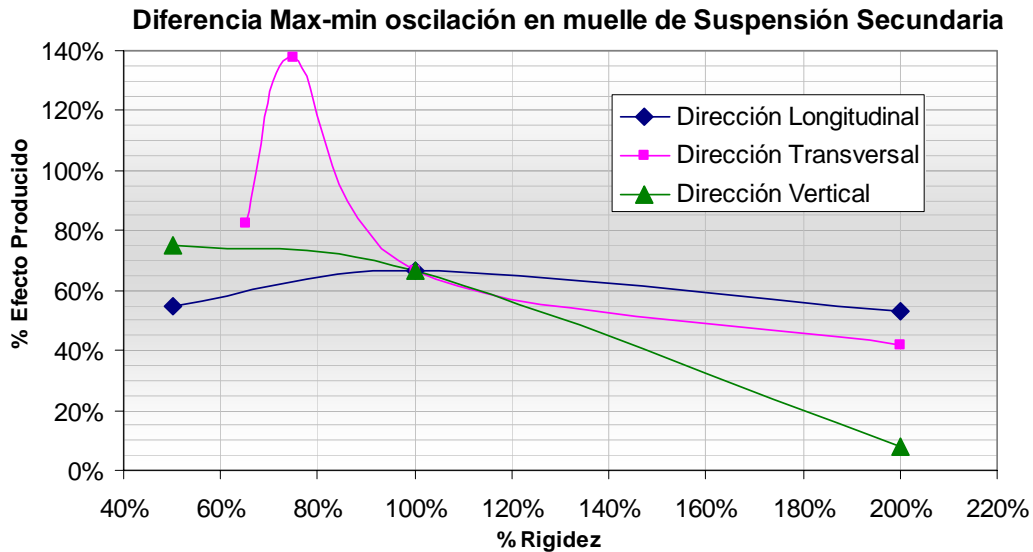


Figura 92. Comparación del comportamiento de la variación de amplitud de oscilaciones en resortes de suspensión secundaria

8.7. Recomendaciones en base a los resultados

A la vista de la necesidad de un aumento en la capacidad de transporte de los vehículos ferroviarios, se ve necesaria la búsqueda de un comportamiento menos tolerante frente a los movimientos de balanceo de la caja. Por lo tanto, en vista a los resultados, los elementos que nos limitarían dicho comportamiento son los muelles primario y secundario, mediante una rigidización de las direcciones vertical y transversal, respectivamente.

La variación que mayor efecto produce es la rigidización transversal en el muelle de la suspensión secundaria, con lo cual, ésta sería la configuración elegida. Además, esta configuración es, de las dos propuestas, la que mejor comportamiento tiene al analizar la diferencia entre las oscilaciones de máxima y mínima amplitud, reduciendo la diferencia a poco más del 40%. Para esta configuración, la frecuencia de las oscilaciones apenas se ve alterada, descendiendo solamente, un 9%. La amplitud de las oscilaciones mayores, con esta configuración, ven reducido su valor, respecto del inicial, hasta un 23%, consiguiendo, entonces, una reducción del 77%.

Está demostrado que éste es uno de los parámetros que mejor comportamiento tiene al ser alterados. Por ello se convierte en la configuración escogida para el caso de limitar la inclinación máxima.

Capítulo 9

Conclusiones y trabajos futuros

9.1. Conclusiones

La experiencia adquirida a lo largo de más de 92 años, es decir, desde el 1 de enero de 1914, fecha en que las redes ferroviarias europeas deciden implantar un gálibo común, el denominado “Passe Partout International” o PPI, ha confirmado el importante papel que su unificación desempeña de cara a la interoperabilidad del sistema ferroviario en Europa. Por su parte, la investigación ferroviaria, desde mediados del siglo XX, ha coincidido en apuntar que la clave para una efectiva utilización del gálibo común europeo era dar a éste un carácter cinemático, considerando los desplazamientos de las cajas de los vehículos ferroviarios sobre sus suspensiones y de las condiciones de circulación de los vehículos en las curvas en condiciones cuasiestáticas, de las holguras y juegos entre la rueda y el carril,

así como de los desplazamientos geométricos producidos por la inscripción en curva del vehículo.

Sin embargo, las sucesivas revisiones sobre gálibos que comienzan a publicarse el 1 de enero de 1956, fecha en que la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC) publica la primera ficha UIC-505, hasta la última edición de fecha 1 de marzo de 1997, estando pendiente todavía de nuevas actualizaciones, confirman que todavía no hay un entendimiento claro del proceso de la determinación de la envolvente de las dimensiones máximas que pueden tener los vehículos cuando se desplazan por las vías, sin que se produzcan interferencias con las instalaciones fijas, colocadas en las zonas próximas a éstas, que permitan conocer los efectos responsables de que cada vehículo ocupe una región diferente del espacio al recorrer una línea ferroviaria.

El objetivo del presente trabajo de investigación, consistió en profundizar en todos los procesos que influyen en la determinación del gálibo ferroviario, tratando de aportar una metodología que permita identificar y modelizar los distintos parámetros que intervienen en el diseño de un vehículo ferroviario, aprovechando al límite el contorno de referencia del gálibo, de forma que se garantice la seguridad ferroviaria imposibilitando la interferencia de los vehículos con las instalaciones fijas próximas a la vía o entre los mismos cuando circulan por las vías.

Una revisión de los conceptos asociados a los diferentes parámetros empleados por la literatura ferroviaria para caracterizar el gálibo, que aparecen documentados en las sucesivas actualizaciones de la ficha UIC-505, ha permitido identificar la causa principal que es la consideración de la hipótesis, no cierta, según la cual los desplazamientos producidos por un exceso o insuficiencia de peralte, al circular un vehículo en curva, son producidos en condiciones cuasiestáticas, determinando el giro de los vehículos alrededor del centro de balanceo en esas condiciones, sin tener en cuenta los efectos que producen sobre los sistemas de suspensión (resortes y amortiguadores) de los vehículos ferroviarios: las velocidades, las aceleraciones, las perturbaciones al movimiento oscilatorio provocadas por el eje calado en su complejo movimiento sobre los carriles así como los pseudodeslizamientos que se producen en la zona de contacto rueda-carril. Por otra parte, las Administraciones Ferroviarias Europeas exigen a los constructores de los vehículos ferroviarios el cumplimiento, hasta la fecha, de los coeficientes de flexibilidad o “souplesse” de los vehículos, para la determinación de estos desplazamientos. Pero como la determinación de estos coeficientes está realizada en condiciones cuasiestáticas, según la normativa de la ficha UIC-505, no tienen en cuenta los efectos citados anteriormente.

Además de haberse identificado la causa principal: las condiciones cuasiestáticas, existe otra causa importante, debida a la inestabilidad inherente al movimiento de los vehículos ferroviarios al desplazarse por las vías que siempre presentan, a ciertas velocidades de circulación, inestabilidades: las llamadas velocidades críticas. Estas velocidades críticas pueden provocar descarrilamientos y, por tanto, el gálibo de obstáculos es superado por el contorno de los vehículos. Estas velocidades son inherentes a cada vehículo ferroviario y son función de los elementos de los vehículos y sus parámetros constructivos.

La cuestión que se plantea en primer lugar es: ¿cómo se puede determinar el ángulo de giro, alrededor del centro de balanceo de los vehículos, sin aplicar la simplificación que supone la hipótesis de una consideración cuasiestática?

Para su resolución, se ha analizado el comportamiento dinámico de los vehículos ferroviarios debido a las fuerzas de interacción entre la rueda y el carril, estudiándose su comportamiento como dos sólidos elásticos cuando ruedan el uno sobre el otro bajo la acción de cargas normales y tangenciales a la superficie de contacto, estableciéndose las ecuaciones del movimiento que gobiernan la respuesta dinámica y la estabilidad de los vehículos, abarcando las características principales de la geometría rueda-carril, de los materiales de que están formados éstas, de las fuerzas de fricción actuantes entre ambas y de las fuerzas elásticas y de amortiguación de las suspensiones. Además, se ha realizado un análisis dinámico que permita obtener los modos propios de vibración, sus frecuencias asociadas y un análisis modal de los vehículos ferroviarios, para lo cual se han linealizado las ecuaciones del movimiento.

La resolución de la simulación realizada utilizando el programa ADAMS/Rail ha proporcionado los desplazamientos y esfuerzos que sufren las suspensiones primarias y secundarias, en cada uno de los ejes cartesianos, así como los giros alrededor de cada uno de estos ejes. Habiéndose comparado el comportamiento del vehículo en relación al gálibo utilizado, siguiendo los criterios marcados por la ficha UIC-505, observándose variaciones considerables en función de las velocidades de circulación, de los radios de las curvas y de las características de los componentes de los vehículos, así como de sus dimensiones. Éstas diferencias encontradas, son las responsables de los numerosos roces que producen surcos en las instalaciones próximas a la vía, tales como, túneles, andenes, etc. y en los propios vehículos, normalmente producidos en las zonas más críticas en relación al gálibo de éstos (partes superiores, centrales y extremas de los vehículos ferroviarios).

En concreto, en el presente trabajo de investigación se tomó un vehículo de viajeros montado sobre dos bogies, de dos ejes calados cada uno, con dos sistemas de suspensión: primario y secundario. Se han definido los parámetros necesarios para llevar a cabo la simulación: la velocidad de circulación, las características de la vía y el elemento de contacto rueda-carril. Una vez definidos estos parámetros, se realizaron inicialmente tres análisis previos al análisis dinámico:

- *Análisis de precargas.* Este análisis permite obtener los valores de las cargas en cada uno de los elementos del sistema de suspensión antes de comenzar la simulación, pudiéndose apreciar con este análisis si el vehículo presenta disimetrías.
- *Análisis lineal.* A partir de este estudio se obtuvieron las frecuencias y modos propios de vibración.
- *Análisis de estabilidad.* Con el se determinó la velocidad crítica del vehículo de viajeros estudiado, estableciéndose esta entre 95 y 97 m/s, siendo la velocidad del vehículo en la simulación de 22 m/s (aproximadamente, 80 km/h). Además, en la simulación no se han observado inestabilidades en el vehículo.

Una vez realizadas estas comprobaciones, se ha llevado a cabo el análisis dinámico empleando dos tipos de elementos de contacto, definidos en el programa ADAMS/Rail: elemento de contacto general y tabulado. Estos elementos han permitido determinar los desplazamientos en cada una de las tres secciones más desfavorables, tanto en el lado derecho como en el izquierdo del vehículo, resultando que para el lado derecho, la sección más desfavorable era la sección central, y para el lado izquierdo se obtuvieron los máximos desplazamientos en la sección delantera. En el cálculo de estos desplazamientos, tanto para el elemento general como para el tabular, los resultados obtenidos fueron los mismos, en cuanto a comportamiento dinámico del vehículo, pero con una diferencia en cuanto a la magnitud de los desplazamientos obtenidos que oscilaba entre un 1 y un 5 %. Una vez que se han encontrado las secciones desfavorables, se ha calculado el gálibo del vehículo para cada una de ellas, comparando el comportamiento del vehículo en relación al gálibo utilizado siguiendo los criterios marcados por la ficha UIC-505 obteniéndose un gálibo un 13 % mayor en la sección central y un 3 % mayor en la sección delantera que el simulado.

Las causas de estas diferencias son varias: el criterio UIC, obtiene los desplazamientos de manera que tanto los desplazamientos geométricos, las holguras y la insuficiencia o exceso de peralte se den en las más desfavorables condiciones de circulación y se suman los diferentes desplazamientos en la misma dirección, en cambio por el método simulado, la evaluación del gálibo, se ha dado en la dirección y sentido que ha dado la simulación y

además ésta, considera las condiciones comentadas anteriormente que recogen de forma integral el comportamiento mecánico del sistema considerado en su conjunto. Por otra parte, en la simulación, tanto para la sección delantera como para la sección central se ha tomado insuficiencia de peralte, esto implica que el vehículo se va a desplazar, debido a la fuerza centrífuga a la que está sometido hacia el exterior de la curva, aumentando el gálibo en la sección delantera y disminuyéndolo en la sección central. Con el criterio UIC, se ha tomado insuficiencia de peralte para la sección delantera y exceso de peralte para la sección central, siguiendo la normativa de la propia UIC.

También se ha observado que el comportamiento dinámico influye más en la sección delantera que en la trasera del vehículo. De hecho, la sobreoscilación en la sección delantera es de aproximadamente un 22%, mientras que, en la sección trasera es aproximadamente de sólo un 3%.

Por otra parte, la simulación nos permite evaluar las elevadas tensiones mecánicas y los esfuerzos producidos en la zona de contacto entre la rueda y el carril, responsables de deformaciones plásticas, fatigas y rotura de la superficie de éstas que pueden reducir tanto la vida de la rueda como la del carril afectando al ruido producido en la rodadura y disminuyendo el confort, comprobándose que el esfuerzo en la zona de contacto ha llegado a ser próximo a los 4000 Kp.

Posteriormente, se realizó un análisis dinámico simulándose el descarrilamiento, el confort, los esfuerzos, los desplazamientos, los ángulos de giro y algunos otros parámetros especiales.

La cuestión siguiente que se plantea es: ¿esta resolución utilizada, permite dar respuesta a la determinación del gálibo de construcción del vehículo, en función de los parámetros de los elementos que componen el vehículo ferroviario?

La resolución de la simulación realizada utilizando el programa ADAMS/Rail ha permitido realizar un análisis de sensibilidad, es decir, analizando el comportamiento del vehículo en relación al gálibo y a sus condiciones de confort para los viajeros al introducir modificaciones en el sistema de suspensión primaria y secundaria de los bogies de los vehículos ferroviarios, estudiándose los ángulos de balanceo máximos a que se ven sometidos los vehículos en las curvas, las oscilaciones producidas y la evolución de estas

oscilaciones en el tiempo. Para cada elemento del sistema de suspensión, es decir, se ha estudiado la influencia en el gálibo de material, al aumentar al doble las rigideces de los resortes en sus direcciones: longitudinal, transversal y vertical, y lo mismo se ha hecho al disminuir estas rigideces a la mitad, estudiándose en cada una de ellas la repercusión que supone a efectos de confort cada una de estas modificaciones en los parámetros de rigidez de los resortes.

Igualmente se ha estudiado la influencia en el gálibo de material, al aumentar al doble los coeficientes de amortiguación de los amortiguadores del sistema de suspensión y al disminuir a la mitad el valor de estos coeficientes de estos amortiguadores, estudiándose igualmente la repercusión que supone a efectos de confort cada una de estas modificaciones en los parámetros de endurecimiento de los coeficientes de amortiguación de los amortiguadores.

En concreto, en el presente trabajo de investigación se tomaron como parámetros para los sistemas de suspensión primaria y secundaria del vehículo ferroviario los del Tren Regional Diesel de Renfe Operadora (TRD), simulándose para el estado en el que puede circular con la máxima velocidad y carga admisible en una curva de 250 m de radio.

La resolución de las simulaciones, ha permitido evaluar los efectos producidos en el balanceo de las cajas del vehículo considerado (TRD) en una curva de 250 m de radio y a la velocidad máxima permitida en condiciones estables de este vehículo, permitiendo evaluar las inclinaciones y amplificaciones de las oscilaciones, obteniendo sus valores máximos y mínimos. Igualmente es posible conocer la variabilidad de éstas, aportando información sobre las de máxima y mínima amplitud, así como de su homogeneidad. Mediante estas simulaciones podemos determinar los elementos del vehículo sobre los que debemos actuar para obtener unos ángulos de giro de balanceo más bajos.

La modificación de los parámetros de un elemento constructivo de un vehículo repercute, no solo en el gálibo, sino también en la calidad de marcha (estabilidad y confort), guiado, desgastes, ruidos, etc., por tanto, estas modificaciones, deberán ser analizadas en profundidad, ya que afectan a las prestaciones del vehículo y en general una vez realizados los citados análisis, se deberá llegar a valores de compromiso que optimicen el problema en su conjunto.

Por último, de las simulaciones aplicadas al vehículo modelizado (TRD) se ha deducido que los elementos de la suspensión sobre los que se debe actuar para conseguir reducciones significativas en los ángulos de giro de balanceo son los resortes de las suspensiones primaria y secundaria y los parámetros que tienen mayor incidencia en estas reducciones son: el aumento de la rigidez vertical en el resorte de la suspensión primaria y el aumento de la rigidez transversal en el resorte de la suspensión secundaria. Además, de estas simulaciones realizadas se ha comprobado que los citados incrementos tienen una incidencia positiva en el comportamiento de las amplitudes y frecuencias de las oscilaciones.

9.2. Trabajos futuros

Las principales líneas de investigación futuras que se pueden seguir con el desarrollo de esta tesis, pueden agruparse bajo los siguientes enfoques:

- Estudios que se centren en la profundización del conocimiento de la relación de la configuración que conforman los vehículos ferroviarios de forma, que mejoren la calidad de marcha, el guiado y permitan las máximas dimensiones de los vehículos sin sobrepasar los gálibos de construcción de éstos, mediante la utilización de modelización dinámica y /o mejora por unos exhaustivos ensayos en vía, para lo cual se hace imprescindible la búsqueda de financiación y se necesita además el apoyo y colaboración de las Administraciones de las infraestructuras ferroviarias, de las empresas Operadoras y de los Constructores de los vehículos.
- Estudios que se encuadren en el desarrollo de modelos dinámicos de interacción vehículo-vía, que permita evaluar el nivel de vibraciones transmitidas por la vía al vehículo y viceversa. En este segundo caso, se deberá cuantificar las velocidades de vibración de las partículas y correlacionar estas con el proceso de densificación y/o rotura de los encajes granulares que condicionan el asiento del balasto, porque aunque existen algunos estudios experimentales, llevados a cabo principalmente en Japón y en Alemania, los conocimientos disponibles no permiten aún evaluar esta incidencia más que de una forma cualitativa. La investigación en estos campos pasa principalmente por la realización de campañas de mediciones, monitorizando tanto los vehículos ferroviarios como las vías en explotación comercial y por tanto se precisa también para ello el apoyo y la colaboración de las entidades indicadas en el párrafo precedente.

- Estudios que evalúen mediante herramientas de análisis económico. De entre los diversos campos de actuación, se describirán los más importantes:
 - La viabilidad de la mejora de los gálidos de obstáculos de los ferrocarriles europeos en la red ferroviaria convencional, que permitan el desarrollo de una Red Europea de Transporte Combinado de Mercancías, con vías exclusivas para estos transportes aprovechando la reducción de los tráficos de viajeros de largo recorrido consecuencia del desarrollo de la Red Europea de Alta Velocidad.
 - Aprovechar la mayor anchura del gálibo de obstáculos en España, para el transporte de viajeros de Cercanías y Regionales, construyendo estos vehículos ferroviarios al límite del gálibo permitido en España, ya que al realizar servicios exclusivamente en nuestro país no se requiere que respeten el gálibo de referencia de la UIC.

Referencias

- [1] Stefano Bruni. *Development of an integrated design methodology for a new generation of high performance rail wheelset*. World Congress on Railway Research 2001 Kölm Germany.
- [2] Björn Kufver. *Research on the specific aspects of tilting*. World Congress on Railway Research 2001 Kölm Germany.
- [3] Mitsuo Suzuki. *Dynamic Characteristics of a Single-Axle Truck for Compatibility between Stability and Curving Performance*.
- [4] Yoshihiko Sato. *Dynamic Response of Railway Vehicle on Single Axle Bogies to Track Irregularities*. 17th IAVSD symposium Denmark 2001
- [5] H. Li and R.M. Goodall. *Linear and non-linear skyhook damping control laws for active railway suspensions*. Control Engineering Practice 7, pp 843–850. 1999.
- [6] D. Moelle and R. Gasch. *Nonlinear bogie hunting*. In The dynamics of vehicles on roads and on railway tracks, Proceedings of 7th IAVSD-Symposium in Cambridge (UK). pp. 455–467. 1981.
- [7] H. True. *Does a critical speed for railroad vehicle exist?*. In Proceedings of the 1994 ASME/IEEE Joint Railroad Conference. pp. 125–131. 1994.

- [8] H. True. *On the theory of nonlinear dynamics and its application in vehicle systems dynamics*. Vehicle System Dynamics 31, 393–421. 1999.
- [9] I. Kaiser and K. Popp. *Modeling and simulation of the mid-frequency behaviour of an elastic bogie*. In System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track and subgrade. pp. 101–120. 2003.
- [10] G. Schupp. *Computational bifurcation analysis of mechanical systems with applications to railway vehicles*. Vehicle System Dynamics 41. pp 458–467. 2004.
- [11] H. True and L. Trzepacz, L. The dynamics of a railway freight wagon wheelset with dry friction damping in the suspension. Vehicle System Dynamics, 41. pp. 587–596. 2004.
- [12] G.R.M. Mastinu, M. Gobbi. *On the optimal design of railway passenger vehicles*, Journal of Rail and Rapid Transit 215, pp 111–124. 2001.
- [13] T.X. Mei, R.M. Goodall. *Use of multiobjective genetic algorithms to optimize inter-vehicle active suspensions*. Journal of Rail and Rapid Transit 216, pp 53–63. 2002.
- [14] Niahn-Chung Shieh, Chun-Liang Lin, Yu-Chen Lin and Kuo-Zoo Liang. *Optimal design for passive suspension of a light rail vehicle using constrained multiobjective evolutionary search*. Journal of Sound and Vibration 285 (1-2), pp. 407-24. 2005.
- [15] Xuesong Jin, Zefeng Wen, Kaiyun Wang and Xinbiao Xiao. *Effect of passenger car curving on rail corrugation at a curved track*. Wear 260 (10), pp 619-633. 2006.
- [16] P. Kjellqvist. *Experimental evaluation of an electromechanical suspension actuator for rail vehicle applications* International Conference on Power Electronics, Machines and Drives, pp. 165-70. 2002.
- [17] H. Tsunashima and S. Morichika. *Ride quality improvement of AGT vehicle by active secondary suspension*. Vehicle System Dynamics 41, pp. 764-773. 2004.

- [18] Pingbo Wu, Jing Zeng and Huanyun Dai. Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions. *Vehicle System Dynamics* 41, pp. 774-783. 2004
- [19] Y.K. Lau and W.H. Liao. Design and analysis of magnetorheological dampers for train suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F (Journal of Rail and Rapid Transit)* 219 (F4), pp. 261-76. 2005.
- [20] N. Yagiz and A. Gursel. Active suspension control of a railway vehicle with a flexible body. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2005, vol.3, no.1, pp. 80-95
- [21] S. Iwnicki. *The results of the manchester benchmarks*. *Vehicle System Dynamics Supplement* 31, pp 2–12. 1999.
- [22] Yuping He and John McPhee. *Optimization of curving performance of rail vehicles*. *Vehicle System Dynamics* 43 (12), pp 895-923. 2005.
- [23] Ficha UIC 505-5 (1993) *Condiciones de base fichas 505-1 505-4*.
- [24] Ficha UIC 505-1 (1997) *Gálibo de construcción de material ferroviario*.
- [25] Ficha UIC 505-4 (1988) *Gálibo cinemático*.
- [26] F.W. Carter. *On the action of a locomotive driving wheel*. *Proc. Royal Soc. Ser. A*. Vol. 113. pp.151-157. 1926.
- [27] K.L. Johnson. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane. *J. Appl. Mech.* Vol. 25. pp 339-246. 1964.
- [28] K.L. Johnson and P.J. Vermeulen. *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*. *J. Appl. Mech. Sci.* Vol. 31. pp 338-340. 1964.

- [29] J. Haines and E. Ollerton. *Contact stress distribution on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces*. Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 177. pp 95-144. 1963.
- [30] J. Halling. Microslip between a rolling element and it's track arising from geometric conformity. J. Mech. Eng. Sci. Vol. 6. pp 64-73. 1964.
- [31] J.J. Kalker. *On the rolling contact for two elastic bodies in the presence of dry friction*. PhD dissertation. Delf University of Technology, Delf. Netherlands. 1967.
- [32] J.J. Kalker. *Survey of Wheel-rail rolling contact theory*. Vehicle System Dynamics. Vol. 8. pp 317-358. 1979.
- [33] J.J. Kalker. Review of Wheel-rail rolling contact theories, the general problem of rolling contact. Applied Mechanics Division. Vol. 40. pp 77-93. 1980.
- [34] J.K. Hedrick, D.N. Wormley et al. *Non-linear analysis and design tools for rail vehicles*. Non-linear Locomotive Dynamics, ARR Report R-463. 1980.
- [35] K. Knothe and L. Hung. Wear for the wheel-rail rolling contact problem. O. Nordstrom Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proc. 9th IA VSD Symposium. pp. 264-277. 1986.
- [36] J.P. Pascal. About multi-Hertzian contact hypothesis and equivalent conicity in the case of S1002 and mc60 analytical wheel/rail profiles. Vehicle System Dynamics, 23. pp. 263-275. 1993.
- [37] P.R. Nayak and I.L. Paul. A new theory of rolling contact. MIT Report DSR-76109-7. 1968.
- [38] P.R. Nayak. Surface roughness effects in rolling contact. Trans. ASME 39, Ser. E, No.3. pp. 456-460. 1973.

- [39] J.A. Greenwood and J.H. Tripp. The elastic contact of rough surfaces. *J. Applied Mech. Trans. ASME* 34, Ser. E. pp. 153-167. 1967.
- [40] H. Hertz. *Gesamelte Werke*. Vol. 1. pp 155. Leipzig. 1895.
- [41] V.K. Garg and R.V. Dukkipati. *Dynamics of railway vehicle systems*. Academic Press, Inc. 1984.
- [42] J.J. Kalker. *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 11. pp 1-13. 1983.